

УДК 631.313.022.2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТАБІЛЬНОСТІ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ДИСКАТОРА

О. В. Козаченко, К. В. Сєдих, О. М. Шкрегаль

Державний біотехнологічний університет, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: o.v.kozachenko21@gmail.com.

Історія статті: отримано – червень 2021, акцептовано – листопад 2021, опубліковано – 17 грудня 2021 року.
Бібл. 14, рис. 8, табл. 0.

Анотація. Дослідження присвячено побудові математичних моделей стійкості функціонування механічної системи дискатора для поверхневого обробітку ґрунту. Об'єктами наукових досліджень обрані дискові робочі органи на пружних стійках і опорно-прикочувальним котком. У статті представлено результати математичного моделювання стійкості функціонування механічної системи дискатора з кріпленням робочих органів на пружних стійках і опорно-прикочувальним котком. В результаті аналітичних досліджень складено систему диференціальних рівнянь коливання рами і робочих органів дискатора під час виконання технологічного процесу з урахуванням змін фізико-механічних властивостей ґрунту. За розробленим алгоритмом в програмному пакеті Mathematica встановлено вираз у вигляді рівняння регресії щодо визначення ступеня асимптотичної стійкості за кутом коливання рами ф системи робочих органів дискатора в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів, а саме, кроком спіралі пружної стійки першого і другого ряду a_1 , a_2 , відстані між пружними стійками Δx , діаметра d , кутів атаки α і нахилу γ дискового робочого органу, швидкості його переміщення V при виконанні технологічного процесу.

Ключові слова: дискатор, диск, пружна стійка дискатора, дискове знаряддя, деформація пружної стійки, стійкість функціонування системи.

Постановка проблеми

Сучасні технології вирощування сільськогосподарських культур передбачають виконання низки технологічних операцій обробітку ґрунту щодо утворення заданого гранулометричного складу по глибині та накопичення поживних речовин для нормального розвитку рослин [1, 2, 3]. Для забезпечення означених задач є актуальним розроблення нових та удосконалення існуючих машин для поверхневого обробітку ґрунту, що зумовлюють підвищення якості виконання технологічного процесу та зменшення його енергоємності [4].

На сьогодні одним із найбільш перспективних напрямків підвищення якості обробітку ґрунту при зменшенні енергоємності процесу є застосування дискових знарядь із індивідуальним кріпленням робочих органів на пружних стійках. Такий конструктивний підхід зумовлює їх коливання внаслідок нерівномірності сил опору в напрямку руху агрегату та руйнування ґрунту при менших витратах енергії та кращій пристосованості до рельєфу оброблюваного поля, що підвищує можливість забезпечення заданої якості обробітку [5, 6, 7].

З метою підвищення ефективності технічних засобів з дисковими робочими органами актуальним науковим завданням є встановлення закономірностей впливу конструктивно-технологічних параметрів дискатора та властивостей ґрунтового середовища на стійкість функціонування системи.

Аналіз останніх досліджень

Аналіз досліджень в напрямку підвищення ефективності ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами вказує на переваги застосування їх індивідуального кріплення на пружних стійках та розташування на рамі знаряддя за певною схемою [6-8]. В дослідженнях Шевченка І. А. [9, 10] отримано рівняння руху матеріальної частинки по увігнутій сферичній поверхні дискового робочого органу.

В роботах Бакума М. В. і Ящука Д. А. [11] розглянуто задачу нарисної геометрії визначення висоти гребенів над дном борозни при обробці ґрунту лущильником. А в монографії Гуцоло О. П. і Ковбаси В. П. [12] представлені фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій для ґрунтового середовища при дії на нього дискового робочого органу.

Відомі моделі недостатньо повно представлені аналізом стійкості руху дискатора при виконанні процесу. Тому для їх доповнення запропоновано виконати задачу стійкості функціонування механічної системи дискатора.

Мета досліджень

Метою роботи є чисельне моделювання стійкості функціонування механічної системи дискатора з кріпленням робочих органів на пружних стійках і опорно-прикочувальним котком. Це дасть можливість створення більш ефективних технічних засобів для основного чи поверхневого обробітку ґрунту.

Результати досліджень

В залежності від призначення дискатора (для основного (глибокого) чи поверхневого обробітку ґрунту) та типів ґрунтів, на яких рекомендується його використовувати, дискатор комплектується дисковими робочими органами відповідної форми і розмірів та стійками різної жорсткості. При підготовці дискатора до роботи сферичні диски прикріплюють до рами на окремих пружних стійках фронтально у два ряди на однаковій висоті з поперечним зміщенням заднього ряду відносно переднього. Причому, диски першого ряду прикріплюють до рами дискатора на пружних стійках більшої жорсткості ніж пружні стійки кріплення дисків другого ряду. Далі зміною положення опорно-прикочувального котка у вертикальному напрямку встановлюють задану глибину обробітку ґрунту дисковими робочими органами дискатора. Під час роботи такого знаряддя деформація стійок незначна і однакова для обох рядів дисків, що забезпечує однакову глибину ходу дисків. Це підвищує не лише рівномірність обробітку ґрунту, а і якість виконання операції в цілому, що підвищує не лише урожайність сільськогосподарських культур, а і продуктивність сільськогосподарських агрегатів на виконанні послідовних (після обробітку ґрунту) технологічних операцій через кращу вирівняність поверхні поля при рівномірній якійсній обробці ґрунту.

У результаті аналізу процесу взаємодії окремо взятих робочих органів дискатора (диски першого і другого ряду на пружних стійках, коток на пружинах) з ґрунтовим середовищем виявлено, що їх відхилення від точки рівноваги пов'язані з відмінностями фізико-механічних властивостей ґрунту та нерівностями його поверхні. Цей процес відносять до категорії випадкових, який при певних припущеннях можна вважати основним джерелом сил збурення при роботі дискатора. В зв'язку з тим, що робочі органи дискатора зв'язані з основою рами знаряддя пружними стійками та пружинами, нерівномірні коливання кожного робочого органу окремо призводить до коливання рами дискатора, що спричиняє погіршення якості обробітку ґрунту та підвищенню тягового опору агрегату в цілому [13-16].

Для визначення впливу конструктивних параметрів знаряддя на величину коливань рами і значення сили його опору складемо розрахункову динамічну модель функціонування дискатора на основі положень класичної механіки. При цьому приймаємо, що трактор і дискатор переміщуються прямолинійно з постійною швидкістю в горизонтальній площині. Конструкція з'єднання

дискатора з трактором забезпечує коливання його у вертикальній площині відносно точки з'єднання причепа дискатора та нижніх тяг механізму навіски трактора. Дискатор розглядаємо як систему твердих тіл.

Схема конструкції дискатора зображена на рис. 1.

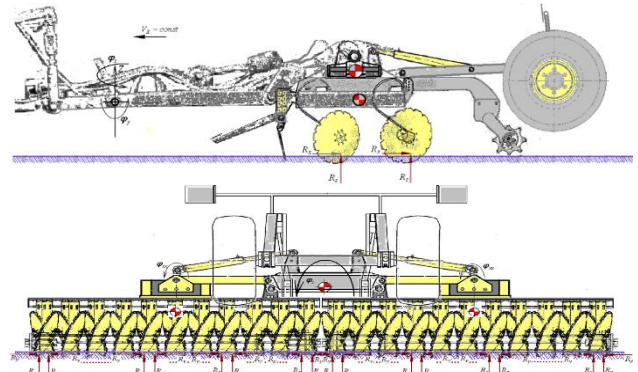


Рис. 1. Схема конструкції дискатора в робочому режимі.

Fig. 1. The scheme of the design of the discator in working mode.

На еквівалентній схемі (рис. 2) приводимо місця розміщення центру мас та точки прикладання приведених рівнодіючих сил опору ґрунту робочим органам дискатора.

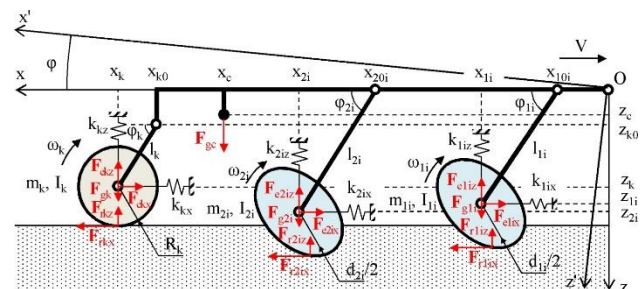


Рис. 2. Еквівалентна схема дискатора.

Fig. 2. Equivalent circuit of the discator.

Вибираємо нерухому декартову систему координат xOz . Для спрощення перетворень під час складання розрахункової моделі приймаємо додаткову рухому декартову систему координат $x'Oz'$, центр якої розташований в точці з'єднання причепа дискатора з трактором і горизонтальна вісь якої пов'язана з рамою машини. Приведені рівнодіючі будемо розглядати через їх проекції на вісі рухомої системи координат.

При використанні методів аналітичної механіки для нашого випадку спочатку вибираємо незалежні параметри, які визначають положення розглянутої механічної системи в просторі. Такі параметри називають узагальненими координатами цієї механічної системи, а їх кількість визначає її число ступенів вільності. При допущенні, що трактор із закріпленням до нього причіпним пристроєм дискатора здійснює прямолинійний, рівномірний, горизонтальний рух, впливає, що $V_x = V = \text{const}$ та $V_z = 0$.

При зазначених вище припущеннях система має $2 + N_1 + N_2$ ступеня вільності, а відповідно і $2 + N_1 + N_2$ узагальнюючих координат – кути зсуву першого $\varphi_{11}, \dots, \varphi_{1N_1} = 0$ і кути зсуву другого $\varphi_{21}, \dots, \varphi_{2N_2} = 0$ рядів навколо поздовжньої осі кріплення пружної стійки до опорної рами, кут зсуву котка φ_k навколо осі кріплення до опорної рами, кут повороту опорної рами φ навколо поздовжньої осі кріплення дискатора до трактора. Тоді диференційні рівняння Лагранжа 2-го роду для системи, що розглядається, мають вид [14]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = Q, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{11}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{11}} = Q, \\ \dots \dots \dots \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{1N_1}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{1N_1}} = Q, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{21}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{21}} = Q, \\ \dots \dots \dots \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{2N_2}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{2N_2}} = Q, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_k} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_k} = Q. \end{array} \right. \quad (1)$$

де L – функція Лагранжа динамічної системи, Дж;

$$L = T - U, \quad (2)$$

T – кінетична енергія системи твердих тіл, Дж;

U – потенційна енергія системи твердих тіл, Дж;

Q – узагальнена не потенційна сила (момент сили), Н·м;

φ – узагальнена координата (кут повороту), рад;

$\dot{\varphi}$ – швидкість зміни узагальненої координати (кутова швидкість), рад/с;

t – час, с.

Кінетична енергія системи робочих органів дискатора визначається наступним чином:

$$T = T_c + T_1 + T_2 + T_k, \quad (3)$$

де T_c – кінетична енергія центра мас рами дискатора, Дж:

$$T_c = \frac{1}{2} M_c (\dot{x}_c'^2 + \dot{z}_c'^2), \quad (4)$$

де M_c – маса рами дискатора, кг;

$\dot{x}_c', \dot{z}_c'$ – швидкість руху центра мас рами дискатора в проекціях на вісі системи координат $x'Oz'$, м/с;

T_1 – кінетична енергія першого ряду робочих органів дискатора, Дж:

$$T_1 = \sum_{i=1}^{N_1} \left(\frac{1}{2} m_{1i} (\dot{x}_{1i}'^2 + \dot{z}_{1i}'^2) + \frac{1}{2} I_{1i} \omega_{1i}^2 \right), \quad (5)$$

де m_{1i} – маса дисків першого ряду робочих органів дискатора, кг;

$\dot{x}_{1i}', \dot{z}_{1i}'$ – швидкість руху дисків першого ряду робочих органів дискатора в проекціях на вісі системи координат $x'Oz'$, м/с;

I_{1i} – момент інерції дисків першого ряду робочих органів дискатора, кг·м²;

ω_{1i} – кутова швидкість обертання дисків першого ряду робочих органів дискатора, рад/с;

i – номер диска першого ряду робочих органів дискатора, кг;

N_1 – кількість дисків першого ряду робочих органів дискатора, кг;

T_2 – кінетична енергія другого ряду робочих органів дискатора, Дж:

$$T_2 = \sum_{i=1}^{N_2} \left(\frac{1}{2} m_{2i} (\dot{x}_{2i}'^2 + \dot{z}_{2i}'^2) + \frac{1}{2} I_{2i} \omega_{2i}^2 \right), \quad (6)$$

де m_{2i} – маса дисків другого ряду робочих органів дискатора, кг;

$\dot{x}_{2i}', \dot{z}_{2i}'$ – швидкість руху дисків другого ряду робочих органів дискатора в проекціях на вісі системи координат $x'Oz'$, м/с;

I_{2i} – момент інерції дисків другого ряду робочих органів дискатора, кг·м²;

ω_{2i} – кутова швидкість обертання дисків другого ряду робочих органів дискатора, рад/с;

N_2 – кількість дисків другого ряду робочих органів дискатора, кг;

T_k – кінетична енергія котка дискатора, Дж:

$$T_k = \frac{1}{2} m_k (\dot{x}_k'^2 + \dot{z}_k'^2) + \frac{1}{2} I_k \omega_k^2, \quad (7)$$

де m_k – маса котка дискатора, кг;

$\dot{x}_k', \dot{z}_k'$ – швидкість руху котка дискатора в проекціях на вісі системи координат $x'Oz'$, м/с;

I_k – момент інерції котка дискатора, кг·м²;

ω_k – кутова швидкість котка дискатора, рад/с;

Після відповідних перетворень, отримали систему диференційних рівнянь коливання дискатора і окремо його робочих органів, в яких фігурують фізико-механічні властивості ґрунту, які мають випадкову природу і змінюються в заданих межах. Тому рішення даної системи рівнянь проведено в програмному пакеті Mathematica. Приймаючи $g = 9,8$ м/с², $q = 1,3 \cdot 10^3$ Н/м³; $\rho = 1340$ кг/м³; $R = 0,66$ м; $h = 0,1$ м визначимо максимальну амплітуду коливань кута рами дискатора від його параметрів (рис. 3–рис. 8) у вигляді рівняння регресії:

$$\begin{aligned} \varphi = & 41,0116 + 0,843796 aI - 0,96348aI2 - \\ & - 26,2602 aII + 1,38778 \cdot 10^{-15} aI aII + 14,1676 \\ & aII2 - 3,24 d + 4,91 d2 + 1,11092 V - 0,0782407 \\ & aI V - \\ & - 0,304222aII V - 0,0968132 V2 + 0,0126\alpha - \\ & - 0,0098 \gamma + 0,0629 d \gamma + 0,000174 \alpha \gamma - \\ & - 75,2555 \Delta x - 0,898148 aI \Delta x + 2,02531aII \Delta x - \\ & - 0,0786996 V \Delta x + 48,168 \Delta x2. \end{aligned} \quad (8)$$

де aI aII – крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду дискатора, м; Δx – відстань між пружними стійками першого і другого ряду дискатора, м; d – діаметр дискового робочого органу, м; V – швидкість переміщення дискатора, м; α – кут атаки дискового робочого органу дискатора, м; γ – кут нахилу дискового робочого органу дискатора, м.

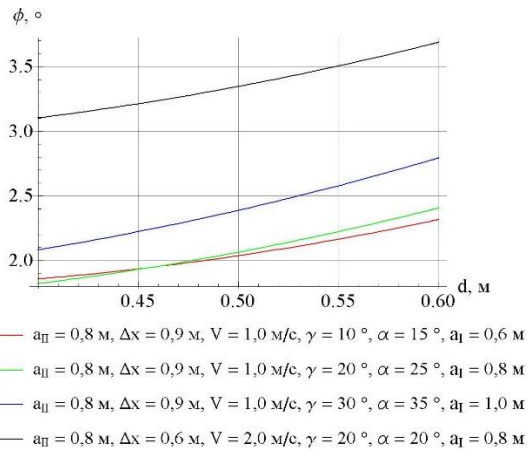


Рис. 3. Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами дискатора від діаметра дискового робочого органу.

Fig. 3. Dependence of the maximum amplitude of oscillations of the angle of the discator frame on the diameter of the disk working body.

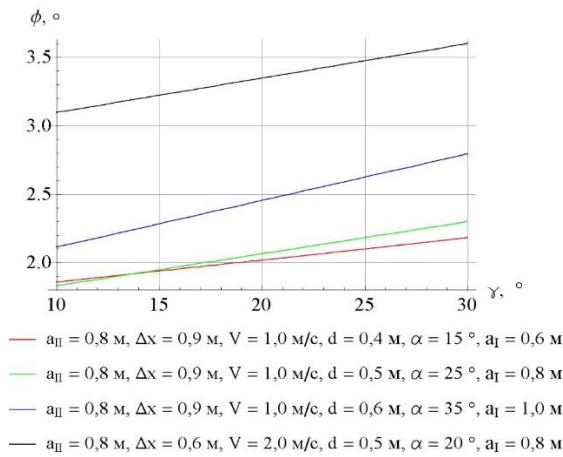


Рис. 4. Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами дискатора від кута нахилу дискового робочого органу.

Fig. 4. Dependence of the maximum amplitude of oscillations of the angle of the discator frame on the angle of the disk working body.

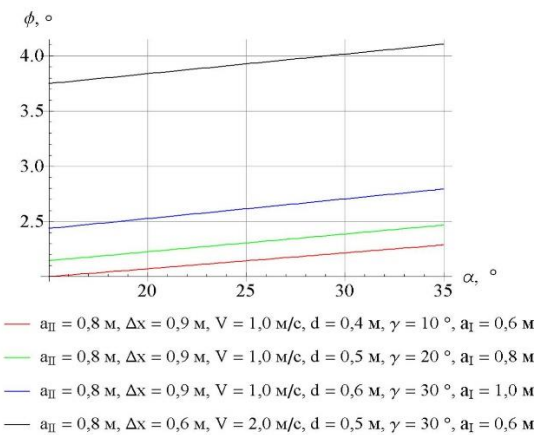


Рис. 5. Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами дискатора від кута атаки дискового робочого органу.

Fig. 5. Dependence of the maximum amplitude of oscillations of the angle of the discator frame on the angle of attack of the disk working body.

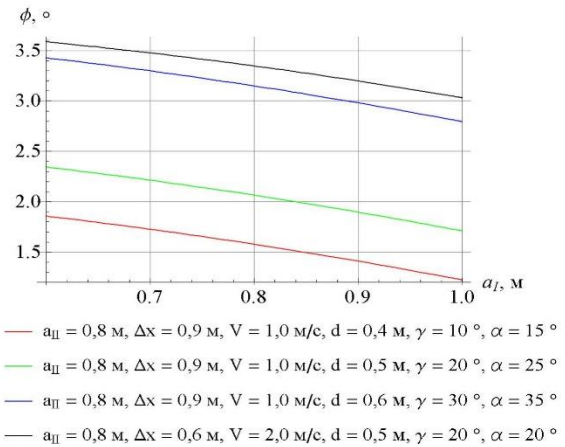


Рис. 6. Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами від кроку спіралі пружної стійки першого ряду дискатора.

Fig. 6. Dependence of the maximum amplitude of oscillations of a corner of a frame on a step of a spiral of an elastic rack of the first row of a discator.

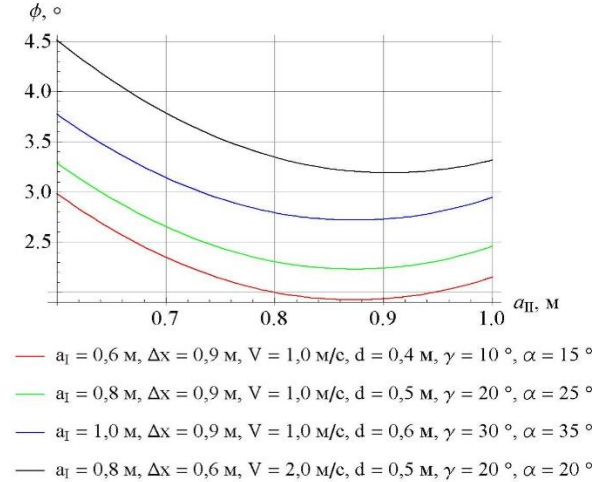


Рис. 7. Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами від кроку спіралі пружної стійки другого ряду дискатора.

Fig. 7. The dependence of the maximum amplitude of oscillations of the frame angle on the step of the spiral of the elastic rack of the second row of the discator.

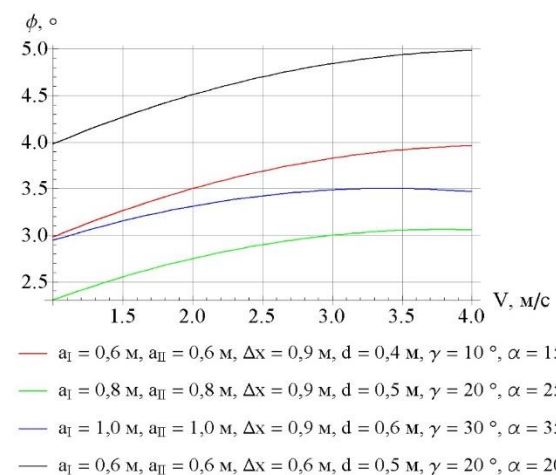


Рис. 8. Залежність максимальної амплітуди коливань кута рами від швидкості переміщення дискатора.

Fig. 8. Dependence of the maximum amplitude of oscillations of the frame angle on the speed of the discator.

Аналіз одержаних залежностей (рис. 3 – рис. 8) за результатами наукових досліджень впливу конструктивно-режимних параметрів на стійкість механічної системи дискатора дозволяє зробити наступні висновки. Збільшенню коливань кута рами дискатора сприяє збільшення діаметра дискового робочого органу, кутів нахилу у вертикальній площині та кута атаки. Зменшення кроку спіралі пружної стійки першого ряду (рис. 6) зумовлює зменшення коливання кута рами дискатора.

Мінімальні значення коливань механічної системи спостерігаються в інтервалі зміни кроку спіралі пружної стійки другого ряду дискових робочих органів, найбільш бажаним є зміна цього показника в інтервалі від 0,8 до 0,9 м. При зміні швидкісного режиму дискового знаряддя від 1 м/с до 4 м/с спостерігається збільшення коливань кута рами дискатора (рис. 8).

Висновки

1. В результаті аналітичних досліджень складено систему диференціальних рівнянь коливання рами і робочих органів дискатора під час його руху з урахуванням змін фізико-механічних властивостей ґрунту.

2. За розробленим алгоритмом в програмному пакеті Mathematica встановлено вираз у вигляді рівняння регресії щодо визначення ступеня асимптотичної стійкості (кути коливання φ) системи робочих органів дискатора в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів (крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду a_1 ап, відстань між пружними стійками Δx , діаметр d , кути атаки α і нахилу γ дискового робочого органу, швидкість переміщення V).

Список літератури

1. Шевченко І. А. Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища. Київ. Видавничий дім «Вініченко». 2016. 320 с.
2. Гуков Я. С. Технологія і техніка. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України. Київ. ДІА. 2007. 276 с.
3. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (4.1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків. Око. 2001. 444 с.
4. Козаченко О. В. Проблеми ресурсозбереження у сільськогосподарських агрегатах. Харків. Торнадо. 2008. 272 с.
5. Кушнарєв А., Шевченко І., Дюжаєв В., Кушнарєв С. Механіка взаємодії рами робочих органів на упругій підвесці з ґрунтом. Техніка АПК. 2008. №8. С. 22-25.
6. Гапоненко О. І. Обґрунтування параметрів пружних стояків дискових ґрунтообробних агрегатів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2017. 23 с.

7. Козаченко О. В., Сєдих К. В., Волковський О. М. Фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом. Інженерія природокористування. Харків. ХНТУСГ. №2(16). 2020. С. 69-77.

8. Кушнарєв А. С. Дискатор – новое почвообрабатывающее орудие, обеспечивающее переход от традиционной технологии производства сельскохозяйственной продукции к энергосберегающей технологии No-till. Белая Церковь. 2010. 60 с.

9. Шевченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів. Праці Таврійської державної агротехнологічної академії. 2001. Вип. 2. Т. 16. С 13-19.

10. Алієв Є. Б., Лабатюк Ю. М. Теоретичне обґрунтування розміщення робочих органів глибокорозпущувача на рамі знаряддя. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. №3 (92). С. 5-9.

11. Бакум М. В. Проектування сільськогосподарських машин. Частина І. Книга 2. Машини для обробітку ґрунту. Харків. ПромАрт. 2019. 436 с.

12. Гуцол О. П., Ковбаса В. П. Обґрунтування параметрів і режимів руху ґрунтообробних машин з дисковими робочими органами: монографія. Київ. 2016. 145 с.

13. Пащенко В. Ф., Ким В. В. Методика построения математических моделей устойчивости функционирования механических систем. Харьков. ХНАУ. 2010. 115 с.

14. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Механика. Москва. Физматлит. 2012. 224 с.

15. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Haponenko O. I., Ohiienko M. M., Kulik V. P. Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural Engineering. 2020. Bucharest. Vol. 60. No 1. P. 45-52. doi: 10.35633/INMATEH-60-05.

16. Rogovskii I. L., Palamarchuk I. P., Kiurchev S. V., Verkholtantseva V. O., Voinash S. A., Sokolova V. A., Gogolevski A. S. Mathematical modeling of the impulse bubbling process of bulk mass by the coolant flow. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. vol. 919. 052026. doi:10.1088/1757-899X/919/5/052026.

References

1. Shevchenko I. A. (2016). Keruvannya agrophysical camp of the soil center. Kyiv. Vidavnychy dim "Vinichenko". 320.
2. Gukov Ya. S. (2007). Technology and technology. Mechanical and technological processing of energy-saving means for mechanization of processing the structure in the minds of Ukraine. Kyiv. DIA. 276.
3. Zayika P. M. (2001). Theory of silskogospodarsky machines. Vol. 1 (4.1). Machines that are known for processing the runt. Kharkiv. Oco. 444.
4. Kozachenko O. V. (2008). Problems of resource conservation in silskogo-consumer units. Kharkiv. Tornado. 272.

5. Kushnarev A., Shevchenko I., Dyuzhaev V., Kushnarev S. (2008). Mechanics of interaction of working bodies on elastic suspension with soil. *Agroindustrial complex technology*. 8. 22-25.

6. Gaponenko O. I. (2017). Determination of parameters of spring risers of disk runtoobrobnyh aggregates: abstract of Ph.D. dis. ... Cand. tech. Sciences: 05.05.11. National University of Bioresources and Natural Resources of Ukraine. Kyiv. 23.

7. Kozachenko O. V., Syedikh K. V., Volkovskiy O. M. (2020). Physical-mathematical model of interconnection of a disk with soil. *Environmental engineering*. Kharkiv. KhNTUSG. No. 2 (16). 69-77.

8. Kushnarev A. S. (2010). Discator - a new tillage tool that provides a transition from traditional agricultural production technology to energy-saving No-till technology. *Bila Tserkva*. 60.

9. Shevchenko I. A. (2001). Obruntuvannya geometric parameters in the disk working organs. *Pratsi Taurian State Agrotechnological Academy*. 2(16). 13-19.

10. Aliyev Ye. B., Labatyuk Yu. M. (2015). Theoretical arrangement of the distribution of working organs of glibokorozpushuvach on the frame of the yard. *Technology, energy, transport of the agro-industrial complex*. 3(92). 5-9.

11. Bakum M. V. (2019). Substantiation silskogospodarsky machines. Part I. Book 2. Machines for processing runtu. Kharkiv. Promart. 436.

12. Gutsol O. P., Kovbasa V. P. (2016). Obruntuvannya parameters and modes in the hands of robotic machines with disk working organs: monograph. Kyiv. 145.

13. Pashchenko V. F., Kim V. V. (2010). Methods of constructing mathematical models of stability of the functioning of mechanical systems. Kharkov. KHNAU. 115.

14. Landau L. D., Lifshits E. M. (2012). *Mechanics*. Moscow. Fizmatlit. 224.

15. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Haponenko O. I., Ohiienko M. M., Kulik V. P. (2020). Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. *INMATEH. Agricultural Engineering*. 60(1). 45-52. doi: 10.35633/INMATEH-60-05.

16. Rogovskii I. L., Palamarchuk I. P., Kiurchev S. V., Verkholtantseva V. O., Voinash S. A., Sokolova V. A., Gogolevski A. S. (2020). Mathematical modeling of the impulse bubbling process of bulk mass by the coolant flow. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. vol. 919. 052026. doi:10.1088/1757-899X/919/5/052026.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДИСКАТОРА

А. В. Козаченко, К. В. Сєдих, А. Н. Шкрегаль

Аннотация.

Исследование посвящено построению математических моделей устойчивости функционирования механической системы дискатора для поверхностной обработки почвы. Объектами научных исследований выбраны дисковые рабочие органы на упругих стойках и опорно-прикатывающим

катком. В статье представлены результаты математического моделирования устойчивости функционирования механической системы дискатора с креплением рабочих органов на упругих стойках и опорно-прикатывающим катком. В результате аналитических исследований составлена система дифференциальных уравнений колебания рамы и рабочих органов дискатора во время выполнения технологического процесса с учетом изменений физико-механических свойств почвы. По разработанному алгоритму в программном пакете Mathematica установлено выражение в виде уравнения регрессии по определению степени асимптотической устойчивости по углу колебания рамы φ системы рабочих органов дискатора в зависимости от его конструктивно-технологических параметров, а именно, шагом спирали упругой стойки первого и второго ряда aI aII , расстояния между упругими стойками Δx , диаметра d , углов атаки α и наклона γ дискового рабочего органа, скорости его перемещения V при выполнении технологического процесса.

Ключевые слова: дискатор, диск, упругая стойка дискатора, дисковое орудие, деформация упругой стойки, устойчивость функционирования системы.

MATHEMATICAL MODELING OF STABILITY OF MECHANICAL SYSTEM OF DISCATOR

O. V. Kozachenko, K. V. Syedykh, O. M. Shkrehal

Abstract. The study is devoted to the construction of mathematical models of the stability of the mechanical system of the disc harrow for surface tillage. The objects of scientific research are selected disk working bodies on elastic racks and a support-rolling roller. The article presents the results of mathematical modeling of the stability of the mechanical system of the disc with the attachment of the working bodies on the elastic racks and the support-rolling roller. As a result of analytical researches the system of differential equations of oscillations of a frame and working bodies of the disc harrow during performance of technological process taking into account changes of physical and mechanical properties of soil is made. According to the developed algorithm in the Mathematica software package the expression in the form of regression equation for determining the degree of asymptotic stability at the angle of oscillation of the frame φ of the working bodies of the disc depending on its design and technological parameters, namely, the step of the spiral of the first and second rows aI aII , the distance between the elastic struts Δx , diameter d , angles of attack α and the inclination γ of the disk working body, the speed of its movement V when performing the process.

Key words: discator, disk, elastic disk rack, disk tool, deformation of the elastic rack, the stability of the system.

О. В. Козаченко ORCID 0000-0003-1326-4307.

К. В. Сєдих ORCID 0000-0002-5720-8430.

О. М. Шкрегаль ORCID 0000-0002-5552-9679.