

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний технічний університет  
сільського господарства імені Петра Василенка

**Сєдих Костянтин Вячеславович**

УДК 631.313.022.2

**ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ  
ДИСКАТОРА З ПРУЖНИМИ СТІЙКАМИ**

05.05.11 – машини і засоби механізації  
сільськогосподарського виробництва

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному аграрному університеті імені В. В. Докучаєва Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Козаченко Олексій Васильович**,  
Харківський національний технічний університет  
сільського господарства імені Петра Василенка,  
завідувач кафедри сільськогосподарських машин.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор, заслужений діяч  
науки і техніки України  
**Сало Василь Михайлович**,  
Центральноукраїнський Національний технічний  
університет, декан агротехнічного факультету;

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник  
**Роговський Іван Леонідович**,  
Національний університет біоресурсів та  
природокористування України, директор науково-дослідного  
інституту техніки і технологій.

Захист відбудеться «27» квітня 2021 р. о 14 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.832.04 в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44.

Автореферат розісланий «26» травня 2021 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Є.І. Калінін

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Однією з головних задач обробітку ґрунту є створення сприятливих умов для накопичення поживних речовин і, особливо, вологи для нормального розвитку сільськогосподарських культур. Запорукою успішного перебігу даних процесів, за твердженням науковців агрономів і ґрунтознавців, є однорідний агрегатний склад ґрунту по всій глибині обробітку. Відповідно до цього необхідно вдосконалювати сільськогосподарські машини і знаряддя з метою забезпечення оптимальних режимів їх роботи при зменшенні енергетичних витрат на виконання процесу.

Особливого значення набуває вирішення цих завдань для ґрунтообробної техніки з дисковими робочими органами, оскільки вони забезпечують значну частку попереднього та основного обробітку ґрунту у технологіях виробництва сільськогосподарських культур.

Перспективним напрямком підвищення якості обробітку ґрунту при зменшенні енергоємності процесу є використання дискових знарядь із застосуванням індивідуального кріплення робочих органів на пружних стійках. Це зумовлює їх коливання внаслідок нерівномірності сил опору ґрунту та його руйнування при менших витратах енергії та кращій пристосованості до рельєфу поля, що підвищує можливість забезпечення заданої якості обробітку.

Саме тому, дослідження, які направлено на покращення якісних і енергетичних показників технологічних процесів обробітку ґрунту дисковими робочими органами на пружних стійках, є актуальними.

**Зв'язок з науковими програмами, планами, темами.** Тема дисертаційної роботи пов'язана з виконанням Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового розвитку» №5478-VI (5478-17) від 06.11.2012 р., Постанови Кабінету Міністрів України № 942 від 07.09.2011 р. «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямків наукових досліджень і науково-технічних розробок до 2015 року», планом науково-дослідних робіт кафедри технічного забезпечення агропромислового виробництва ХНАУ ім. В. В. Докучаєва «Удосконалення агроекологічних процесів засобів механізації в агропромисловому виробництві», № ДР 0118U00211.

**Мета дослідження:** підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками із різними коефіцієнтами жорсткості.

### **Завдання дослідження:**

1. Провести аналіз способів поверхневого обробітку ґрунту та наявних технічних засобів для його здійснення із врахуванням особливостей їх роботи.
2. Провести аналіз процесу взаємодії дискового робочого органу з ґрунтовим середовищем і доповнити відповідні відомі механіко-математичні моделі.
3. Аналітично оптимізувати взаємне розташування дискових робочих органів на пружних стійках за умови забезпечення стійкості руху дискатора.
4. Експериментально дослідити в лабораторних умовах процес взаємодії сферичного диска та пружної стійки на ґрунтове середовище.
5. Розробити методіку та провести багатofакторний експеримент із визначення впливу дискових робочих органів на пружних стійках із різними

коефіцієнтами жорсткості на коефіцієнт розпушення ґрунту та енергетичний показник дискатора.

6. Провести випробування та визначити економічну ефективність експериментального зразка дискатора з пружними стійками та впровадити результати досліджень у виробництво.

**Об'єкт дослідження:** процес обробітку ґрунту дисковими робочими органами на пружних стійках, зв'язок його з конструктивно-технологічними параметрами.

**Предмет дослідження:** закономірності впливу дискових робочих органів на пружних стійках на їх взаємодію з ґрунтовим середовищем.

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження взаємодії дискових робочих органів на пружних стійках із ґрунтовим середовищем, властивості якого визначаються реологічними показниками проводилися із використанням механіко-математичного моделювання, положень теоретичної механіки та методів диференціального й інтегрального числення.

Експериментальні дослідження проводились в лабораторних та виробничих умовах з використанням як загальноприйнятих, так і спеціально розроблених методик із застосуванням методу багатофакторних експериментів. В основу експериментальних досліджень покладені методи фізичного моделювання, тензометричних вимірювань, методи теорії ймовірності та математичної статистики.

Обробка результатів цих досліджень здійснювалась з використанням програмних пакетів STAR-CCM+, пакетів Mathematica, Pranning Experiment і Solidworks.

### **Наукова новизна одержаних результатів.**

*Вперше:*

- визначено залежності напруження, коефіцієнтів жорсткості, відносної і абсолютної деформації в кожній точці пружної стійки дискатора, форма якої прийнята у вигляді спіралі Архімеда, від параметрів її геометричної форми (крок спіралі, зміщення спіралі вздовж радіальної координати, товщина пружної стійки);

- отримано закономірності ступеню асимптотичної стійкості (кути коливання) системи робочих органів дискатора на пружних стійках у вигляді спіралі Архімеда із різними коефіцієнтами жорсткості в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів (крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду, відстань між пружними стійками, діаметр, кути атаки і нахилу дискового робочого органу, швидкість переміщення);

*Отримали подальший розвиток:*

- залежності площі контакту ґрунтового середовища із поверхнею дискового робочого органу та лінії поверхні ґрунту в контакті з робочим органом від його конструктивних і технологічних параметрів (радіус сферичної поверхні, діаметр диска, кутів атаки і нахилу та глибини обробітку ґрунту), що в комплексі з аналітичними закономірностями напружень пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища дозволяє визначати проекції сил опору для розрахунку пружних стійок;

- залежності зміни тягового опору дискового робочого органу дискатора з пружними стійками, кута його відхилення, коефіцієнта структурності ґрунту від його конструктивно-технологічних параметрів (діаметр, кути нахилу і атаки диску, крок спіралі пружної стійки) у вигляді рівнянь регресії другого порядку;

– залежності зміни тягового опору дискатора з пружними стійками, кута відхилення робочих органів, коефіцієнта структурності ґрунту від варіантів розміщення пружних стійок в двох рядах в залежності від їх жорсткості, відстані між рядами дискових робочих органів та швидкості переміщення агрегату у вигляді рівнянь регресії другого порядку.

**Практичне значення одержаних результатів.** На основі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень вирішена науково-технічна задача підвищення якості поверхневого обробітку ґрунту дискатором з пружними стійками кріплення робочих органів. Одержані результати досліджень передані ТОВ «УКБТШ» - Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі, що займається розробкою ґрунтообробної техніки, яка випускається під брендом «Лозівські машини» для використання та виготовлення дискових знарядь на пружних стійках та впроваджено в навчальний процес при викладанні дисциплін по кафедрі технічного забезпечення агропромислового виробництва ХНАУ ім. В.В. Докучаєва.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертаційної роботи здобувачем отримані самостійно. Постановка задач дослідження, розробка методології та підходів до їх вирішення здійснювались спільно з науковим керівником роботи. У наукових працях, виконаних у співавторстві, особистий вклад здобувача такий: [1] – виконано порівняльний аналіз функціонування ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами; [2] – виконано розрахунки впливу силової взаємодії ґрунту та сферичної поверхні диска; [4] – досліджено динамічну модель процесу деформації пружної стійки дискатора будь-якої форми під дією зовнішніх сил; [5] – виконано теоретичний аналіз руху частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора та визначено лінію контакту ґрунтового середовища із нею; [6] – теоретично досліджено стійкість механічної системи, що характеризується величиною часу та шляху, які необхідні для повернення її до незбуреного стану; [7] – досліджено залежності параметрів еквівалентної фізико-математичної моделі пружної стійки дискатора від її геометричних розмірів і значень зовнішніх сил.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на міжнародних науково-практичних конференціях (МНПК): МНПК «Наукові засади підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва» (ХНТУСГ, Харків, 2017р.); на щорічних підсумкових наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів і здобувачів ХНАУ (ХНАУ, Харків, 20.04. 2010 р., 11.01. 2011р., 10.01.12 р., 22.01. 2013 р., 23.03. 2016р., 23 – 24 жовтня 2017 р.); МНПК «Експлуатаційна та сервісна інженерія» (ХНТУСГ, Харків, 15 – 16 жовтня 2020 р.); МНПК «Технології ХХІ сторіччя» (СНАУ, Суми, 07-09 грудня 2020 р.); МНПК «Інноваційні розробки в аграрній сфері» ХНТУСГ, Харків, 03-04 грудня 2020 р.).

**Публікації.** За результатами досліджень опубліковано 12 наукових праць (1 одноосібна), з них 5 статей у фахових виданнях, 2 – у закордонних виданнях, з них 1 – в базі SCOPUS, 5 публікацій матеріалів і тез конференцій.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 248 сторінок, у тому числі 11 додатків. Обсяг основного тексту

дисертації становить 150 сторінок, 81 рисунок, 24 таблиці. Список використаних джерел налічує 215 найменувань.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми та необхідність проведення досліджень, викладений зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами, сформульовано мету і основні завдання дослідження, наведено наукову новизну та практичну цінність одержаних результатів.

У першому розділі проаналізовано сучасний стан проблеми поверхневого обробітку ґрунту та технічні засоби підвищення ефективності виконання процесу дисковими робочими органами. Визначено вплив конструктивно-технологічних параметрів дискових знарядь на якість виконання і енергоємність процесу. Систематизовано відомості щодо забезпечення ефективності взаємодії з ґрунтом при мінімальних енерговитратах дискових робочих органів на пружних стійках для забезпечення рівномірності обробітку по глибині.

Значний вклад у вирішення проблеми в різний час внесли А.С. Кушнар'єв, І.А. Шевченко, В.П. Ковбаса, П.М. Василенко, П.М. Заїка, Л.В. Погорілий, Я.С. Гуков, В.О. Дубровін, В.І. Кравчук, В.М. Сало, В.Ф. Пащенко, О.В. Козаченко, М.В. Бакум, І.Л. Роговський та ін. Разом з тим наявні математичні моделі не розглядають комплексно процес взаємодії з робочими органами дискаторів ґрунту та вплив конструктивно-технологічних параметрів на якість та енергоємність процесу або не мають подальшого практичного використання для створення нових ефективних технічних засобів для поверхневого обробітку ґрунту у сучасних технологіях виробництва сільськогосподарської продукції. Тому пошук шляхів забезпечення ефективності функціонування дискових робочих органів на пружних стійках залишається актуальною задачею. На цій підставі обґрунтована мета та сформульовані завдання дослідження.

У другому розділі приведені теоретичні дослідження процесу взаємодії дискатора з ґрунтовим середовищем. Розроблено фізико-математичну модель взаємодії робочого органа дискатора з ґрунтовим середовищем. Побудована динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора. Проведено математичне моделювання стабільності механічної системи дискатора.

Першим етапом теоретичних досліджень було доповнення і узагальнення досліджень Шевченка І.А. (щодо руху матеріальної частинки по увігнутій сферичній поверхні дискового робочого органу), Бакума М. В. і Ящука Д. А. (щодо визначення висоти гребенів над дном борозни при обробці ґрунту луцильником), Гуцола О. П. і Ковбаси В. П. (щодо розв'язку фізичних рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій для ґрунтового середовища при дії на нього дискового робочого органу). Для цього було вирішені наступні аналітичні задачі: досліджено рух частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора та визначено лінію контакту ґрунтового середовища із нею; визначено площу контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора; враховуючи напруження, що виникають в ґрунтовому середовищі при дії на нього дискового робочого органу, визначено складові відповідної сили опору.

У результаті аналітичних досліджень переміщення частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора з урахуванням сили

підпору шару ґрунту, що напливає на дисковий робочий орган, відцентрової сили та сили Коріоліса, що виникають в результаті його обертання, у сферичних координатах  $(\psi, \chi)$  складено систему диференціальних рівнянь ковзання частинки ґрунту P по сфері у вигляді (рис. 1, а):

$$\left\{ \begin{array}{l} m_p R(-\sin^2 \psi \ddot{\chi} - \dot{\psi}^2) = -m_p g \cos \psi + N, \\ m_p R(\ddot{\psi} - \sin \psi \cos \psi \dot{\chi}^2) = m_p g \sin \psi + m_p q(1 - (R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi)/V)/\rho - \\ - \mu N(R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi) \div \\ \div \sqrt{(R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}, \\ m_p R(\sin \psi \ddot{\chi} + 2\dot{\chi}\dot{\psi} \cos \psi) = \\ = m_p q(1 - (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)/V)/\rho - \\ - \mu N(R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi) \div \\ \div \sqrt{(R\dot{\psi} + R\omega \cos \gamma \sin \chi)^2 + (R \sin \psi \dot{\chi} - R\omega \sin \gamma \sin \psi + R\omega \cos \gamma \cos \psi \sin \chi)^2}, \end{array} \right. \quad (1)$$

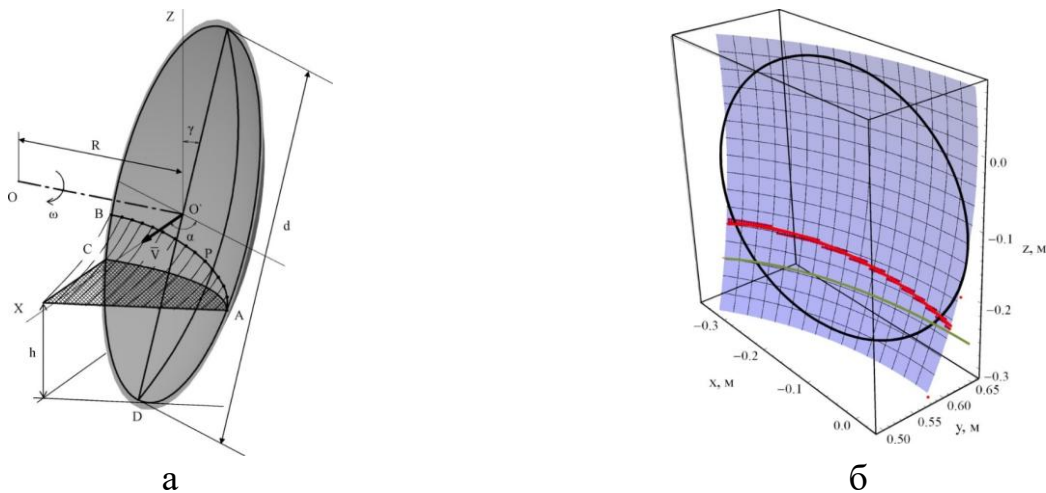


Рисунок 1 – Розрахункова схема робочого органу дискатора (а) і графічна інтерпретація лінії контакту з ґрунтовим середовищем (б)

де  $m_p$  – частинка ґрунту масою, кг;  $R = d/(2\sin\zeta)$  – радіус сфери дискового робочого органу, м;  $d$  – діаметр дискового робочого органу, м;  $\zeta$  – половина кута при вершині сектора дискового робочого органу, рад;  $\psi, \chi$  – сферичні координати, рад;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $N$  – сила реакції поверхні диску, Н;  $q$  – коефіцієнт об'ємного стиску ґрунту, Н/м<sup>3</sup>;  $\rho$  – об'ємна вага ґрунту, кг/м<sup>3</sup>;  $V$  – швидкість поступального руху дискового робочого органу, м/с;  $\mu$  – коефіцієнт ковзання диску при його обертанні;  $\omega = 2V/(\mu d \cos \alpha \cos \gamma)$  – кутова швидкість частинки, що знаходиться на диску, рад/с;  $\alpha, \gamma$  – кути атаки і нахилу дискового робочого органу, рад.

Для визначення положення рівноваги частинки ґрунту щодо абсолютного простору покладено, що  $\dot{\psi} = 0, \dot{\chi} = 0$ . Враховуючи відповідні перетворення у декартову систему координат  $x = R \sin \psi \cos \chi, y = R \sin \psi \sin \chi, z = R \cos \psi$  в програмному пакеті Mathematica розв'язано систему диференціальних рівнянь (1) і отримано рівняння лінії контакту дискового робочого органу із ґрунтовим середовищем (рис. 1, б):

$$z(x, y) = 0,719908 + 1,45223x + 2,57464x^2 - 5,72681y - 2,29588xy + 6,77665y^2. \quad (2)$$

З використанням програмного пакету Mathematica проведено варіювання глибини обробки ґрунту  $h$  від 0,03 м до 0,12 м, кута атаки  $\alpha$  і кута нахилу  $\gamma$  робочого органу дискатора в діапазоні від  $0^\circ$  до  $30^\circ$  і визначені значення площі контакту  $S$  ґрунтового середовища і робочого органу дискатора за формулою

$S = \iint_{ABCD} \sqrt{1 + (\partial z / \partial x)^2 + (\partial z / \partial y)^2} dx dy$ , де ABCD – фігура, що обмежена лініями рівняння (2) і колом діаметром  $d$  із центром в точці:  $x_c = R \sin \frac{1}{2}(\psi_{\max} + \psi_{\min}) \cos \frac{1}{2}(\chi_{\max} + \chi_{\min})$ ,  $y_c = R \sin \frac{1}{2}(\psi_{\max} + \psi_{\min}) \sin \frac{1}{2}(\chi_{\max} + \chi_{\min})$ ,  $z_c = R \cos \frac{1}{2}(\psi_{\max} + \psi_{\min})$ . Апроксимуючи отримані дані одержали рівняння регресії другого порядку для площі контакту:

$$S(h, \alpha, \gamma) = -0,00185791 + 0,224608 h + 0,572986 h^2 + 0,00433771 \alpha + 0,108132 h \alpha + 0,0111632 \alpha^2 + 0,00143915 \gamma + 0,0182 h \gamma + 0,00197823 \alpha \gamma - 0,00029792 4 \gamma^2. \quad (3)$$

Для визначення проєкцій сили опору ґрунтового середовища, при дії на нього дискового робочого органу, за формулами  $F_x = \iint_{ABCD} \sigma_x dy dz$ ,  $F_y = \iint_{ABCD} \sigma_y dx dz$ ,  $F_z = \iint_{ABCD} \sigma_z dx dy$

використані результати досліджень Гуцола О.П. і Ковбаси В.П., а саме аналітичні залежності компонентів нормальних напружень для пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища. З використанням програмного пакету Mathematica було проведено варіювання кутів атаки  $\alpha$  і нахилу  $\gamma$  робочого органу дискатора в діапазоні від  $0$  до  $30^\circ$ , швидкості його переміщення  $V$  (1–4 м/с) та глибини обробки ґрунту  $h$  (0,03–0,12 м) і визначені значення відповідних проєкцій сили опору. Апроксимуючи отримані дані одержано рівняння регресії для трьох проєкцій сили опору (рис. 2):

$$F_x = 5627,99 V (-0,003242 + h^2 + 0,019482 \alpha^2 + \alpha(0,00757 + 0,003452 \gamma)) + h(0,39199 + 0,1887 \alpha + 0,03176 \gamma) + 0,002511 \gamma - 0,00052 \gamma^2 (\cos \alpha + \sin \alpha (0,3076 \cos \gamma + 0,3076 \sin \gamma)), \quad (4)$$

$$F_y = 1731,69 V (-0,003242 + h^2 + 0,01948 \alpha^2 + \alpha(0,00757 + 0,003452 \gamma)) + h(0,39199 + 0,1887 \alpha + 0,03176 \gamma) + 0,002511 \gamma - 0,00052 \gamma^2 (\cos \alpha + \sin \alpha (3,25 \cos \gamma + \sin \gamma)), \quad (5)$$

$$F_z = 1731,69 V (-0,003242 + h^2 + 0,019482 \alpha^2 + \alpha(0,00757 + 0,003452 \gamma)) + h(0,391995 + 0,1887 \alpha + 0,03176 \gamma) + 0,002511 \gamma - 0,00052 \gamma^2 (\cos \alpha + \sin \alpha (\cos \gamma + 3,25 \sin \gamma)). \quad (6)$$

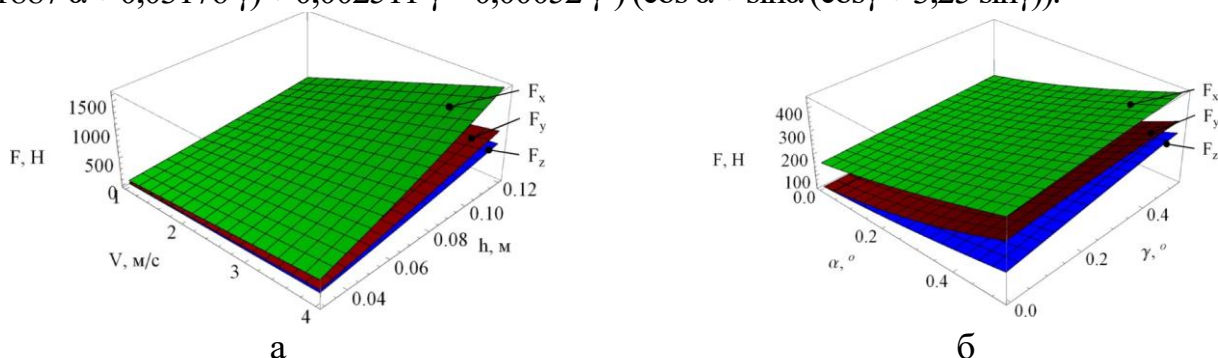


Рисунок 2 – Залежності проєкцій сили опору від швидкості переміщення робочого органу дискатора  $V$ , глибини обробки ґрунту  $h$  при  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\gamma = 10^\circ$  (а) та кутів атаки  $\alpha$  і нахилу  $\gamma$  робочого органу дискатора при  $V = 3$  м/с,  $h = 0,03$  м (б).

Другий етап теоретичних досліджень, а саме задачу деформації пружної стійки дискатора розглядали з урахуванням наступних припущень і спрощень: пружна стійка є абсолютно пружною, тобто її стан можна описати рівнянням



рівноваги, рівняннями закону Гука і залежностями між компонентами тензора деформацій і компонентами вектора переміщення; процес деформації відбувається у двох напрямках, тому будемо розглядати плоску систему координат; пружна стійка має форму спіралі і може бути описана функцією в полярній системі координат.

Розрахункова схема процесу деформації пружної стійки представлена на рис. 3. Центр координат знаходиться в точці О.

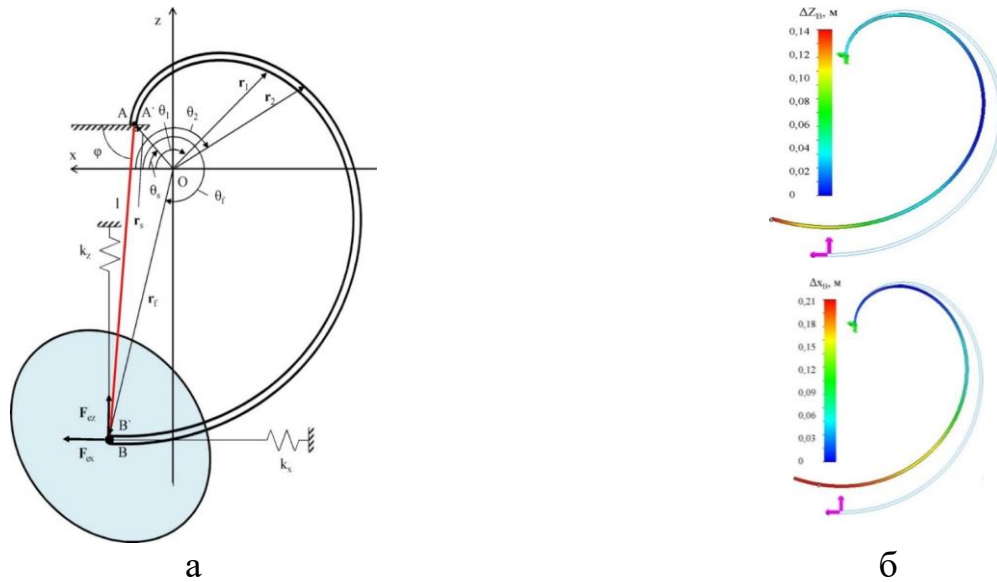


Рисунок 3 – Розрахункова схема процесу деформації пружної стійки (а) і результати чисельного моделювання в програмному пакеті SolidWorks Simulation (б)

Функцію, що описує границі пружної стійки запишемо в полярній системі координат  $(r, \theta)$  у вигляді: границя А'В':  $r_1 = f_1(\theta_1)$ , де  $\theta_s \leq \theta_1 \leq \theta_f$ ; границя АВ:  $r_2 = f_2(\theta_2)$ , де  $\theta_s \leq \theta_2 \leq \theta_f$ ; границя АА':  $\theta \approx \theta_s = \text{const}$ ; границя ВВ':  $\theta \approx \theta_f = \text{const}$ , де  $r$  – радіальна координата точки в полярній системі координат, м;  $\theta$  – кутова координата точки в полярній системі координат, рад; індекси «1» і «2» відповідають внутрішній і зовнішній границі пружної стійки; індекси «s» і «f» відповідають початковому та кінцевому кутам границі пружної стійки.

Окрім зазначеного опису границь пружної стійки, її можна представити у вигляді еквівалентної фізико-математичної моделі: жорсткий математичний маятник довжиною  $l$ , до вантажу якого закріплено дві пружини вздовж осей  $Ox$  і  $Oz$  із коефіцієнтами жорсткості  $k_x$  і  $k_z$  відповідно, які відхиляють його на кут  $\varphi$ . Тобто на вантаж математичного маятника діють додатково дві сили пружності вздовж вісі  $Ox$  і  $Oz$ :  $F_{ex}$  і  $F_{ez}$  відповідно, які можна представити за законом Гука для пружини у вигляді:  $F_{ex} = k_x \Delta x_B$ ,  $F_{ez} = k_z \Delta z_B$ , де  $\Delta x_B$ ,  $\Delta z_B$  – абсолютні переміщення точки В (або В') в декартовій системі координат в результаті деформації пружної стійки, м.

Проведений аналіз пружних стійок для дискаторів дозволяє в першому наближенні апроксимувати їх форму спіраллю Архімеда, тобто

$$f_1(\theta) = a\theta/(2\pi) + b, \text{ де } \theta_s \leq \theta \leq \theta_f, \quad (7)$$

$$f_2(\theta) = f_1(\theta) + h = a\theta/(2\pi) + b + h, \text{ де } \theta_s \leq \theta \leq \theta_f, \quad (8)$$

де  $a$  – крок спіралі, м;  $b$  – зміщення спіралі вздовж радіальної координати, м;  $h$  – товщина пружної стійки, м. Враховуючи те, що довжина  $l_k$  повинна бути незмінною



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 допущенні, що трактор із закріпленим до нього причіпним пристроєм дискатора здійснює прямолінійний, 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  $\varphi_k$  навколо осі кріплення до опорної рами, кут повороту опорної рами  $\varphi$  навколо поздовжньої осі кріплення дискатора до трактора. Тоді диференційні рівняння Лагранжа 2-го роду для системи, що розглядається, мають вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = Q, \\ \dots, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{1N_1}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{1N_1}} = Q, \\ \dots, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{2N_2}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{2N_2}} = Q, \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{11}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{11}} = Q, \\ \dots, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_{21}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_{21}} = Q, \\ \dots, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_k} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_k} = Q. \end{array} \right. \quad (16)$$

де  $L = T - U$  – функція Лагранжа динамічної системи, Дж:  $T$  – кінетична енергія системи твердих тіл, Дж;  $U$  – потенційна енергія системи твердих тіл, Дж;  $Q$  – узагальнена не потенційна сила (момент сили), Н·м;  $\varphi$  – узагальнена координата (кут повороту), рад;  $\dot{\varphi}$  – швидкість зміни узагальненої координати (кутова швидкість), рад/с;  $t$  – час, с; індекси «1» і «2» відносяться до першого і другого рядів дискових робочих органів;  $N_1, N_2$  – кількість дисків в першому і другому рядах дискових робочих органів; індекси «k» відносяться до опорно-прикочувального котка.

Кінетична енергія системи робочих органів дискатора визначається наступним чином:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} M_c \left( (-x_c \dot{\varphi} \sin \varphi - z_c \dot{\varphi} \cos \varphi - V)^2 + (x_c \dot{\varphi} \cos \varphi - z_c \dot{\varphi} \sin \varphi)^2 \right) + \\ & + \sum_{i=1}^{N_1} \left( \frac{\pi}{3} \rho_{\text{ст}} \left( R_{li}^3 - (R_{li} - \delta_{li})^3 \right) \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{d_{li}^2}{4R_{li}^2}} \right) \times \right. \\ & \times \left( (-1_{li} \dot{\varphi}_{li} \sin \varphi_{li} \cos \varphi - (1_{li} \cos \varphi_{li} + x_{10i}) \dot{\varphi} \sin \varphi - 1_{li} \dot{\varphi}_{li} \cos \varphi_{li} \sin \varphi - 1_{li} \dot{\varphi} \sin \varphi_{li} \cos \varphi - V \right)^2 + \\ & \left. + (-1_{li} \dot{\varphi}_{li} \sin \varphi_{li} \sin \varphi + (1_{li} \cos \varphi_{li} + x_{10i}) \dot{\varphi} \cos \varphi + 1_{li} \dot{\varphi}_{li} \cos \varphi_{li} \cos \varphi - 1_{li} \dot{\varphi} \sin \varphi_{li} \sin \varphi \right)^2 \right) + \\ & + \frac{\pi}{5} \rho_{\text{ст}} \left( R_{li}^5 - (R_{li} - \delta_{li})^5 \right) \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{d_{li}^2}{4R_{li}^2}} \right) \omega_{li}^2 \left. + \sum_{i=1}^{N_2} \left( \frac{\pi}{3} \rho_{\text{ст}} \left( R_{2i}^3 - (R_{2i} - \delta_{2i})^3 \right) \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{d_{2i}^2}{4R_{2i}^2}} \right) \times \right. \right. \\ & \times \left( (-1_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi - (1_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \dot{\varphi} \sin \varphi - 1_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i} \sin \varphi - 1_{2i} \dot{\varphi} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi - V \right)^2 + \\ & \left. + (-1_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \sin \varphi_{2i} \sin \varphi + (1_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \dot{\varphi} \cos \varphi + 1_{2i} \dot{\varphi}_{2i} \cos \varphi_{2i} \cos \varphi - 1_{2i} \dot{\varphi} \sin \varphi_{2i} \sin \varphi \right)^2 \right) + \\ & \left. + \frac{\pi}{5} \rho_{\text{ст}} \left( R_{2i}^5 - (R_{2i} - \delta_{2i})^5 \right) \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{d_{2i}^2}{4R_{2i}^2}} \right) \omega_{2i}^2 \right) + \frac{1}{2} \pi L_k \rho_{\text{ст}} \left( R_k^2 - (R_k - \delta_k)^2 \right) \times \\ & \times \left( (-1_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k \cos \varphi - (1_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \dot{\varphi} \sin \varphi - 1_k \dot{\varphi}_k \cos \varphi_k \sin \varphi - (1_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \dot{\varphi} \cos \varphi - V \right)^2 + \\ & \left. + (-1_k \dot{\varphi}_k \sin \varphi_k \sin \varphi + (1_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \dot{\varphi} \cos \varphi + 1_k \dot{\varphi}_k \cos \varphi_k \cos \varphi - (1_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \dot{\varphi} \sin \varphi \right)^2 \right) + \\ & + \frac{\pi L_k}{4} \rho_{\text{ст}} \left( R_k^4 - (R_k - \delta_k)^4 \right) \omega_k^2 \end{aligned} \quad (17)$$

де  $M_c$  – маса рами дискатора, кг;  $x_c, z_c$  – координати центру мас рами дискатора в

проекціях на вісі системи координат  $xOz$ , м;  $V$  – швидкість руху агрегату, м/с;  $\rho_{ст}$  – щільність матеріалу дискового робочого органу,  $\text{кг/м}^3$ ;  $R$  – радіус сфери дискового робочого органу, м;  $\delta$  – товщина дискового робочого органу, м;  $d$  – діаметр дискового робочого органу, м;  $l$  – відстань від місця з'єднання стійки до центру мас робочого органу дискатора, м;  $\omega$  – кутова швидкість обертання робочого органу, рад/с;  $x_{10}, z_{10}, x_{20}, z_{20}$  – координати місця з'єднання пружних стійок першого і другого ряду із рамою дискатора, м;  $x_{k0}, z_{k0}$  – координати місця з'єднання стійки котка із рамою дискатора, м;  $R_k$  – зовнішній радіус котка дискатора, м;  $\delta_k$  – товщина стінки котка дискатора, м;  $L_k$  – довжина котка дискатора, м.

Потенційна енергія системи робочих органів дискатора визначається наступним чином:

$$\begin{aligned}
 U = & M_c g(x_c \sin \varphi + z_c \cos \varphi) + \sum_{i=1}^{N_1} m_{li} g((l_{li} \cos \varphi_{li} + x_{10i}) \sin \varphi + l_{li} \sin \varphi_{li} \cos \varphi) + \\
 & + \sum_{i=1}^{N_1} \frac{k_{lix}}{2} l_{li}^2 (\cos \varphi_{li} - \cos(\varphi_{li} - \varphi))^2 + \sum_{i=1}^{N_1} \frac{k_{liz}}{2} l_{li}^2 (\sin \varphi_{li} - \sin(\varphi_{li} - \varphi))^2 + \\
 & + \sum_{i=1}^{N_2} m_{2i} g((l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \cos \varphi_{2i} \sin \varphi + l_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi) + \sum_{i=1}^{N_2} \frac{k_{2ix}}{2} l_{2i}^2 (\cos \varphi_{2i} - \cos(\varphi_{2i} - \varphi))^2 + \\
 & + \sum_{i=1}^{N_2} \frac{k_{2iz}}{2} l_{2i}^2 (\sin \varphi_{2i} - \sin(\varphi_{2i} - \varphi))^2 + m_k g((l_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \cos \varphi_k \sin \varphi + (l_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \cos \varphi) + \\
 & + \frac{k_{kx}}{2} l_k^2 (\cos \varphi_k - \cos(\varphi_k - \varphi))^2 + \frac{k_{kz}}{2} l_k^2 (\sin \varphi_k - \sin(\varphi_k - \varphi))^2.
 \end{aligned} \quad (18)$$

Залежність для узагальнених не потенційних сил (моментів сил) системи твердих тіл дискатора має вигляд:

$$\begin{aligned}
 Q = & \sum_{i=1}^{N_1} F_{rix} ((l_{li} \cos \varphi_{li} + x_{10i}) \cos \varphi - l_{li} \sin \varphi_{li} \sin \varphi - Vt) + \sum_{i=1}^{N_1} F_{riz} ((l_{li} \cos \varphi_{li} + x_{10i}) \sin \varphi + l_{li} \sin \varphi_{li} \cos \varphi) + \\
 & + \sum_{i=1}^{N_2} F_{r2ix} ((l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \cos \varphi - l_{2i} \sin \varphi_{2i} \sin \varphi - Vt) + \sum_{i=1}^{N_2} F_{r2iz} ((l_{2i} \cos \varphi_{2i} + x_{20i}) \sin \varphi + l_{2i} \sin \varphi_{2i} \cos \varphi) + \\
 & + 0,86t \sqrt{\frac{(\pi L_k \rho_{ст} (R_k^2 - (R_k - \delta_k)^2) g)}{qL(2R_k)^2}} \left( \left( f_k + \frac{\eta_k}{R_k} \right) ((l_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \cos \varphi - (l_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \sin \varphi - Vt) + \right. \\
 & \left. + ((l_k \cos \varphi_k + x_{k0}) \cos \varphi_k \sin \varphi + (l_k \sin \varphi_k + z_{k0}) \cos \varphi) \right)
 \end{aligned} \quad (19)$$

де  $F_{rix}, F_{riz}$  – сила опору ґрунту дисковому робочому органу вздовж осей  $Ox$  і  $Oz$ , Н;  $f_k$  – коефіцієнт тертя ковзання котка дискатора;  $\eta_k$  – коефіцієнт тертя кочення котка дискатора;  $\iota$  – коефіцієнт, що враховує додатковий опір від деформації ґрунту, яку здійснюють не гладкі елементи котка, Н/м;  $q$  – коефіцієнт об'ємної деформації ґрунту,  $\text{Н/м}^3$ .

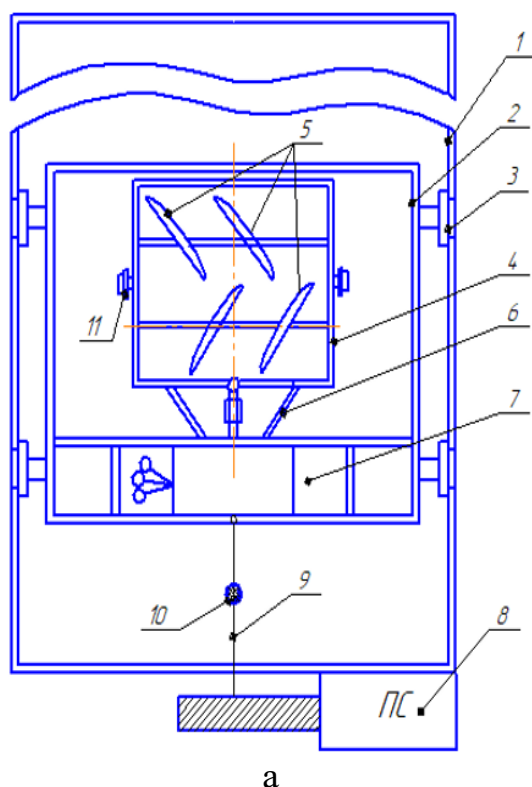
Спільне рішення системи рівнянь (16)–(19), (4)–(6) і (12)–(15) проведено в програмному пакеті Mathematica. Приймаючи  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ ,  $q = 1,3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ ;  $\rho = 1340 \text{ кг/м}^3$ ;  $R = 0,66 \text{ м}$ ;  $h = 0,1 \text{ м}$  визначили максимальну амплітуду коливань кута рами дискатора від його параметрів у вигляді рівняння регресії:

$$\begin{aligned}
 \varphi = & 41,0116 + 0,843796 a_I - 0,96348 a_I^2 - 26,2602 a_{II} + 1,38778 \cdot 10^{-15} a_I a_{II} + \\
 & 14,1676 a_{II}^2 - 3,24 d + 4,91 d^2 + 1,11092 V - 0,0782407 a_I V - 0,304222 a_{II} V - \\
 & 0,0968132 V^2 + 0,0126 \alpha - 0,0098 \gamma + 0,0629 d \gamma + 0,000174 \alpha \gamma - 75,2555 \Delta x - \\
 & 0,898148 a_I \Delta x + 2,02531 a_{II} \Delta x - 0,0786996 V \Delta x + 48,168 \Delta x^2.
 \end{aligned} \quad (20)$$

де  $a_I, a_{II}$  – крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду дискатора, м;  $\Delta x$  – відстань між пружними стійками першого і другого ряду дискатора, м;  $d$  – діаметр дискового робочого органу, м;  $V$  – швидкість переміщення дискатора, м;  $\alpha$  – кут

атаки дискового робочого органу дискатора,  $m$ ;  $\gamma$  – кут нахилу дискового робочого органу дискатора,  $m$ .

У третьому розділі наведено програму та методику проведення лабораторних і експериментальних досліджень, опис експериментального стенду і зразка дискатора з пружними стійками, обладнання для проведення досліджень. Відповідно до програми експериментальних досліджень передбачено наступне: розробка методики лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем; вибір необхідного стандартного обладнання і налагодження експериментального стенду на ґрунтовому каналі; розробка методики експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах; виготовлення експериментального зразка дискатора з пружними стійками; проведення дослідів у відповідності з методикою планування експериментів; проведення порівняльних польових дослідів. Для проведення лабораторних досліджень використовувалася установка, яка змонтована на ґрунтовому каналі на кафедрі технічного забезпечення агропромислового виробництва Харківського національного аграрного університету ім. В.В. Докучаєва (рис. 5).



а – схема; б – загальний вигляд; 1 – рейкові напрямні; 2 – основна рама; 3 – ролики; 4 – начіпна рухома рама; 5 – дискові робочі органи; 6 – начіпна система; 7 – система керування; 8 – привідна станція; 9 – канат; 10 – тензодатчик; 11 – опорне колесо

Рисунок 5 – Експериментальний стенд на ґрунтовому каналі з обладнанням для випробування робочих органів дискатора

Для проведення досліджень по визначенню впливу конструктивно-технологічних параметрів робочих органів дискатора на якість поверхневого обробітку ґрунту після його проходження було взято три види дисків різного діаметру:

0,4 м, 0,5 м і 0,6 м. Диски відповідають ДСТУ ISO 5679:2012. Окрім цього, змінювалися кути нахилу  $\gamma$  ( $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ) і атаки дисків  $\alpha$  ( $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ), а також за фактор дослідження було прийнято параметр пружної стійки – крок спіралі  $a$  (0,6 м, 0,8 м, 1,0 м). Згідно формули (7)–(9) рівняння стійки має вигляд:

$$r(\theta) = a\theta/(2\pi) + 0,7(0,8 - a). \quad (21)$$

За критерії оцінки роботи дискатора обрано:  $K_{str}$  – коефіцієнт структурності ґрунту;  $R_x$  – середнє значення тягового опору робочих органів, кН;  $\varphi^\circ$  – кут відхилення робочих органів.

Повне уявлення щодо співвідношення в ґрунті агрегатів різних фракцій неоднакової агрономічної цінності дає коефіцієнт структурності, який визначався відношенням агрономічно цінних агрегатів до суми фракцій макро- та мікро агрегатів за формулою

$$K_{str} = K_{0,25-10} / (K_{<0,25} + K_{>10}), \quad (22)$$

де  $K_{0,25-10}$  – відсоток вмісту агрономічно цінних фракцій ґрунту в пробі, %;  $K_{<0,25}$ ,  $K_{>10}$  – відсоток вмісту фракцій ґрунту в пробі, відповідно, менших 0,25 мм і більших 10 мм, %.

Середнє значення тягового опору робочих органів визначалося з використанням тензодатчика приєднаного до аналого-цифрового перетворювача з подальшою обробкою отриманих даних на комп'ютері. Кут відхилення робочих органів визначався з використанням акселерометра (датчик прискорення MPU6050), який був встановлений на начіпній системі.

Процес експериментальних досліджень поверхневого обробітку ґрунту можна значно звузити з використанням D-оптимального плану Бокса-Бенкіна другого порядку для 4 факторів (27 дослідів), що дозволить одержати математичну модель, яка з достатньою точністю описує вплив факторів на технологічний процес. Швидкість переміщення робочого органу була фіксованою і складала 1 м/с. Глибина обробітку встановлювалася на рівні 0,1 м. Для забезпечення однакової глибини ходу робочих органів, після проведення контрольного дослідів, положення дисків не змінювалось. Радіус сфери диска складав 0,66 м. Кількість дискових робочих органів – 2 шт. в ряду. Кількість рядів – 2. Умовою проведення дослідів було забезпечення роботи дискових робочих органів на одній ділянці ґрунтового каналу з ідентичними властивостями ґрунту, на однаковій глибині обробітку і з однаковими швидкостями руху.

Для підтвердження достовірності розроблених теоретичних положень на основі математичної моделі проведені експериментальні дослідження в польових умовах з використанням дискового знаряддя виробництва ТОВ «Лозівські машини».

На основі попередніх теоретичних і лабораторних досліджень розроблений експериментальний зразок дискатора з індивідуальним кріпленням дискових робочих органів на пружних стійках. Випробування експериментального зразка дискатора ДЛ-5 із ХТЗ-17022 (рис. 6) проводили в АТОВ «Харківплемсервіс» (с. Мала Рогань, Харківська область).

Згідно попередніх теоретичних і лабораторних досліджень використано дисковий робочий орган діаметром  $d = 0,56$  м. Радіус сфери диска складав 0,66 м. Кількість дискових робочих органів – 2 шт. в ряду. Кількість рядів – 2. Кут нахилу дискового робочого органу  $\gamma = 22^\circ$ , а кут атаки  $\alpha = 31^\circ$ . За фактори досліджень обрано: фактор А – варіант розташування

пружних стійок в двох рядах ( $a_I = 0,8$  м,  $a_{II} = 0,6$  м;  $a_I = 0,8$  м,  $a_{II} = 0,8$  м;  $a_I = 0,6$  м,  $a_{II} = 0,8$  м); фактор В – відстань між рядами дискових робочих органів  $\Delta x$  (0,6 м, 0,9 м); фактор С – швидкість переміщення агрегату  $V$  (1 м/с, 2,5 м/с, 4 м/с). За критерії оцінки роботи дискового знаряддя обрано:  $K_{str}$  – коефіцієнт структурності ґрунту;  $R_x$  – середнє значення тягового опору агрегату, кН;  $\varphi^\circ$  – кут відхилення робочих органів.



Рисунок 6 – Загальний вигляд (а) і робочі органи експериментального зразка (б) дискатора ДЛ-5 із трактором ХТЗ-17022

Для експериментальних досліджень використана вимірювальна система динаміки та енергетики агрегатів, яка розроблена на кафедрі тракторів і автомобілів Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Для визначення тягового зусилля використовується тензодатчик CZLAS-4, що приєднаний до обчислювального модуля.

У четвертому розділі представлені результати лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем і результати експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах. Проведено порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

В результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискового робочого органу на пружній стійці з ґрунтовим середовищем та подальшої обробка отриманих даних в програмному пакеті Mathematica отримані рівняння регресії другого порядку, яке показує залежність критеріїв досліджень від факторів:

– середнє значення тягового опору робочих органів:

$$R_x = -0,91 + 1,0875 a - 1,03125 a^2 + 10,1167 d - 9,625 d^2 - 0,0180833 \alpha + 0,04 d \alpha - 0,00329167 \gamma + 0,035 d \gamma + 0,000375 \alpha \gamma - 0,0002875 \gamma^2; \quad (23)$$

– середнє значення кута відхилення робочих органів:

$$\varphi = 3,325 - 0,8167 a - 2,9 d + 3,41667 d^2 - 0,0185 \alpha + 0,04 d \alpha - 0,01533 \gamma + 0,035 d \gamma + 0,0004 \alpha \gamma; \quad (24)$$

– коефіцієнт структурності ґрунту:

$$K_{str} = 2,28198 - 0,316667 a - 5,89583 d + 6,79167 d^2 - 0,0402083 \alpha + 0,0375 d \alpha + 0,000479167 \alpha^2 - 0,0294167 \gamma + 0,04 d \gamma + 0,00035 \alpha \gamma + 0,000304167 \gamma^2. \quad (25)$$

У зв'язку з тим що для кожного критерію оцінки дослідження визначені оптимальні значення факторів, які не співпадають вирішували компромісну задачу, яка має вигляд:

$$R_x(d, \gamma, \alpha, a) \rightarrow \min, \quad K_{str}(d, \gamma, \alpha, a) \rightarrow \max, \quad \varphi(d, \gamma, \alpha, a) \rightarrow \min. \quad (26)$$

методом скалярного ранжування шляхом мінімізації мультиплікативної функції із врахуванням коефіцієнта важливості частинного критерію  $\frac{K_{str}}{\max(K_{str})} / \left( \frac{R_x}{\max(R_x)} \frac{\varphi_x}{\max(\varphi_x)} \right) \rightarrow \max$ .

Вирішуючи в програмному пакеті Mathematica отримали раціональні конструктивно-технологічні параметри дискатора:  $d=0,56$  м,  $\gamma=22^\circ$ ,  $\alpha=31^\circ$ ,  $a=0,8$  м. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали:  $K_{str}=0,97$ ,  $R_x=2,52$  кН,  $\varphi=2,61^\circ$ .

У результаті експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах отримані значення критеріїв оптимізації, які наведені в таблиці 1. Порівнюючи всі отримані дані видно, що умови  $R_x \rightarrow \min$ ,  $K_{str} \rightarrow \max$ ,  $\varphi \rightarrow \min$  виконуються для варіанту розташування пружних стійок в двох рядах  $a_I = 0,6$  м,  $a_{II} = 0,8$  м при відстані між рядами дискових робочих органів  $\Delta x = 0,9$  м і швидкості переміщення агрегату  $V = 1,0$  м/с.

Для порівняння результатів теоретичних, лабораторних і експериментальних досліджень побудували відповідні графічні інтерпретації розв'язків рівнянь регресії і табличних даних амплітуди коливань кута рами дискатора (рис. 7–8). Статистичний аналіз порівняння результатів теоретичних (18), лабораторних (22) і експериментальних (табл. 1) даних для функцій амплітуди коливань кута рами дискатора в досліджуваному діапазоні варіювання показав, що коефіцієнт кореляції Пірсона складає 0,79–0,89, а критерій Фішера  $F = 1,98–2,27 < F_T = 2,49$ . Це підтверджує адекватність отриманих моделей.

Таблиця 1 – Вплив факторів на критерії оптимізації процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах

Варіант розташування пружних стійок в двох рядах (фактор А)	Відстань між рядами дискових робочих органів $\Delta x$ , м (фактор В)	Швидкість переміщення агрегату $V$ , м/с (фактор С)	Середнє значення тягового опору агрегату $R_x$ , кН	Максимальний кут відхилення робочих органів $\varphi$ , °	Коефіцієнт структурності ґрунту $K_{str}$
$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,6$ м	0,6	1,0	27,6	4,37	0,93
		2,5	29,5	5,17	0,88
		4,0	31,6	5,46	0,64
	0,9	1,0	25,7	3,69	1,00
		2,5	27,0	4,34	0,94
		4,0	29,6	4,54	0,69
$a_I = 0,8$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6	1,0	24,6	3,35	0,96
		2,5	25,3	3,93	0,90
		4,0	27,2	4,14	0,66
	0,9	1,0	23,1	2,65	1,01
		2,5	24,1	3,27	0,96
		4,0	26,0	3,43	0,71
$a_I = 0,6$ м, $a_{II} = 0,8$ м	0,6	1,0	23,4	3,28	1,05
		2,5	23,7	3,86	1,00
		4,0	24,4	4,10	0,76
	0,9	1,0	21,1	2,62	1,11
		2,5	21,7	3,27	1,07
		4,0	23,2	3,46	0,82
НІР <sub>05</sub> (Вплив фактора, %)	A	1,33 (59,31)	0,0090 (51,82)	0,0033 (12,62)	
	B	1,08 (8,72)	0,0074 (22,35)	0,0027 (3,36)	
	C	1,33 (14,92)	0,0090 (23,69)	0,0033 (70,54)	
	AB	1,88 (0,31)	0,0128 (0,24)	0,0046 (0,02)	
	AC	2,30 (1,77)	0,0157 (0,19)	0,0056 (0,02)	
	BC	1,88 (0,09)	0,0128 (0,04)	0,0046 (0,01)	
ABC	3,26 (0,19)	0,0222 (0,11)	0,0080 (0,01)		



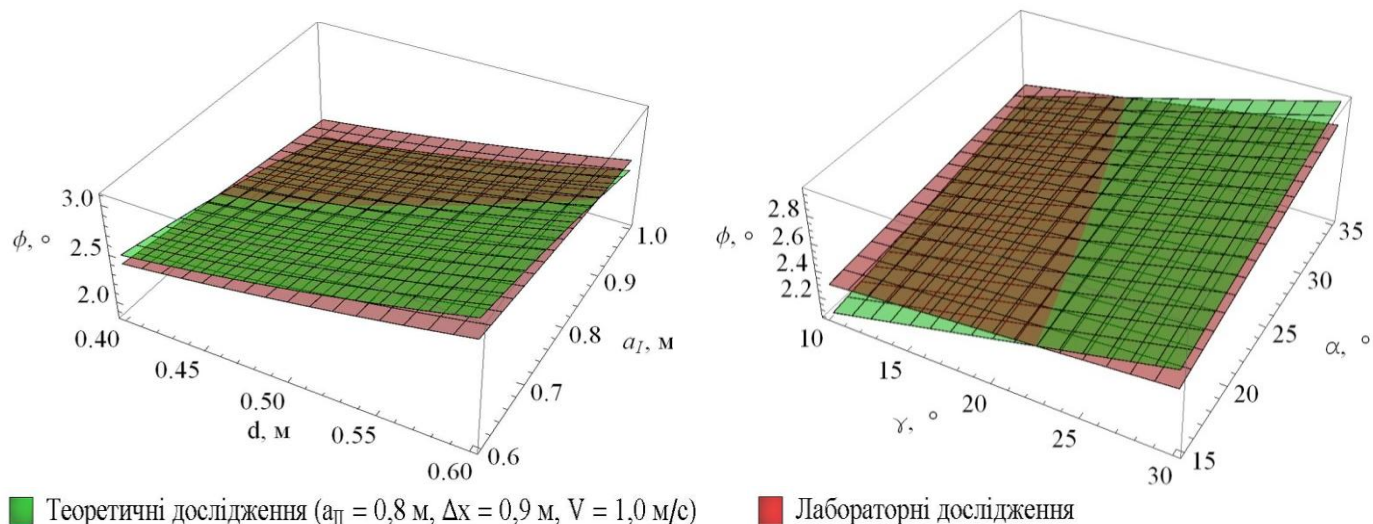


Рисунок 7 – Залежність амплітуди коливань кута рами дискатора від діаметра дискового робочого органу  $d$ , кроку спіралі пружної стійки першого ряду  $a_I$  робочих органів та їх кутів нахилу  $\gamma$  і атаки  $\alpha$  при теоретичних (18) і лабораторних (22) дослідженнях

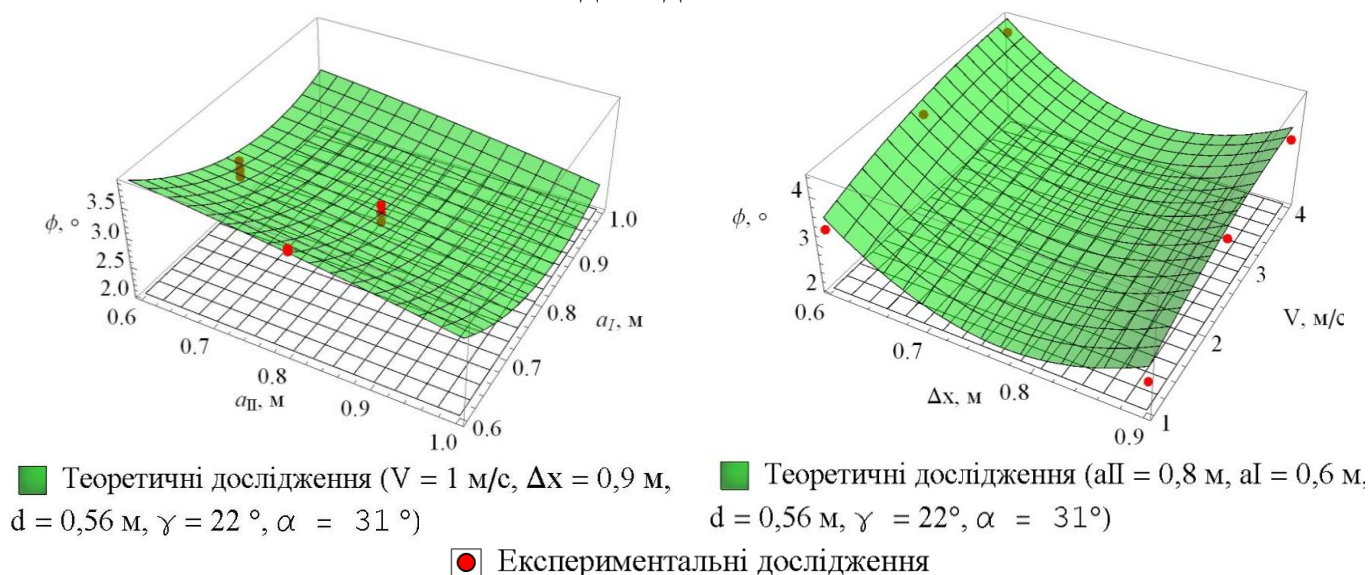


Рисунок 8 – Залежність амплітуди коливань кута рами дискатора від кроку спіралей пружних стійок першого  $a_I$  і другого  $a_{II}$  рядів робочих органів та відстані між рядами дискових робочих органів  $\Delta x$  і швидкості переміщення агрегату  $V$  при теоретичних (18) і експериментальних (табл. 1) дослідженнях

У п'ятому розділі представлені результати виробничих випробувань розробленого дискатора та економічна ефективність впровадження результатів дослідження. За результатами випробувань дискатора з пружними стійками в умовах АТОВ «Харківплемсервіс» Харківської області встановлено, що якість поверхневого обробки ґрунту дослідним зразком дискатора ДЛ-5 відповідає встановленим агротехнічним вимогам, тяговий опір на різних агрофонах складає 14,94-15,16 кН. Застосування розробленого дискатора ДЛ-5 на поверхневому обробці ґрунту дозволяє підвищити у 1,33 рази продуктивність у порівнянні із серійним аналогом дискового знаряддя – бороною ДМТ-4 при забезпеченні агротехнічних вимог до якості виконання процесу дискування: грудочок розміром менших двох міліметрів на 5 % менше, ніж після проходження серійної борони, а

агрегатів розміром більших 10 мм на 13 % більше. Річний економічний ефект від використання дискатора з пружними стійками на поверхневому обробітку ґрунту становить 159,65 грн./га.

Результати виконаних теоретичних і експериментальних досліджень впроваджені на ТОВ «УКБТШ» – Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі, що займається розробкою ґрунтообробної техніки, яка випускається під брендом «Лозівські машини» для використання та виготовлення дискових знарядь на пружних стійках.

## ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукового завдання, що полягає в математичному моделюванні процесу обробітку ґрунту дисковими робочими органами на пружних стійках. Це дало можливість підвищити якість поверхневого обробітку ґрунту та зменшити енергоємність процесу.

1. У результаті аналізу результатів відомих досліджень процесів дискування ґрунту, відповідних способів і конструкцій встановлено, що одним із способів підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів є застосування пружних стійок, що зумовлює коливний рух робочих органів в ґрунтового середовищі при виконанні технологічного процесу. Однак при цьому, суттєвий вплив на якість виконання і енергоємність процесу поверхневого обробітку ґрунту має стійкість руху дискових робочих органів по глибині, що зумовлюється конструктивно-технологічними параметрами дискового знаряддя. Встановлено, що для забезпечення ефективності взаємодії з ґрунтом при мінімальних енерговитратах дискові робочі органи на пружних стійках повинні забезпечувати в заданих межах допустиму рівномірність обробітку по глибині.

2. У результаті аналітичних досліджень переміщення частинки ґрунту по увігнутій сферичній поверхні робочого органу дискатора з урахуванням сили підпору шару ґрунту, що напливає на дисковий робочий орган, відцентрової сили та сили Коріоліса, що виникають в результаті його обертання, розроблено програмний код, який дозволяє визначити площу та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора в залежності від його конструктивних параметрів (радіус сферичної поверхні  $R$ , діаметр диска  $d$ ), кутів атаки  $\alpha$  і нахилу  $\gamma$  та глибини обробітку ґрунту  $h$ . Враховуючи отримані залежності площі та рівняння лінії контакту ґрунтового середовища із поверхнею робочого органу дискатора та використовуючи аналітичні закономірності для компонентів нормальних напружень пружно-в'язко-пластичного ґрунтового середовища, розроблено програмний код, який дозволяє визначити залежності проєкцій сили опору від кутів атаки  $\alpha$  і нахилу  $\gamma$  робочого органу дискатора, швидкості його переміщення  $V$  та глибини обробітку ґрунту  $h$ .

3. У результаті аналітичних досліджень динамічної моделі процесу деформації пружної стійки дискатора будь-якої форми складено систему диференціальних рівнянь в загальному вигляді, яка дозволяє визначити напруження, відносні і абсолютні деформації в кожній точці пружної стійки. Приймаючи форму пружної стійки дискатора за спіраль Архімеда, тобто функції її границь задані у полярних координатах  $f_1(\theta) = a\theta/(2\pi) + b$ ,  $f_2(\theta) = a\theta/(2\pi) + b + h$ , де  $\theta_s \leq \theta \leq \theta_f$ , із параметрами геометричної форми  $a$  (крок спіралі),  $b$  (зміщення спіралі вздовж

радіальної координати),  $h$  (товщина пружної стійки), визначено її еквівалентну фізико-математичну модель у вигляді жорсткого математичного маятника довжиною  $l$ , до вантажу якого закріплено дві пружини вздовж осей  $Ox$  і  $Oz$  із коефіцієнтами жорсткості  $k_x$  і  $k_z$ , відповідно, які відхиляють його на кут  $\varphi$ .

4. У результаті аналітичних досліджень складено систему диференціальних рівнянь коливання рами і робочих органів дискатора під час його руху з урахуванням змін фізико-механічних властивостей ґрунту. За розробленим алгоритмом встановлено вираз у вигляді рівняння регресії щодо визначення ступеню асимптотичної стійкості (кути коливання  $\varphi$ ) системи робочих органів дискатора в залежності від його конструктивно-технологічних параметрів (крок спіралі пружної стійки першого і другого ряду  $a_I$  і  $a_{II}$ , відстань між пружними стійками  $\Delta x$ , діаметр  $d$ , кути атаки  $\alpha$  і нахилу  $\gamma$  дискового робочого органу, швидкість переміщення  $V$ ).

5. У результаті лабораторних досліджень процесу взаємодії дискових робочих органів на пружній стійці з ґрунтовим середовищем отримано динаміку зміни тягового опору  $R_x$ , кута відхилення робочих органів  $\varphi$ , коефіцієнта структурності ґрунту  $K_{str}$  від діаметра диску  $d$ , кроку спіралі пружної стійки  $a$ , кута нахилу  $\gamma$  і кута атаки  $\alpha$  у вигляді рівнянь регресії другого порядку. В зв'язку з тим, що для кожного критерію оцінки лабораторних досліджень оптимальні значення факторів не співпадають, вирішено компромісну задачу методом скалярного ранжування шляхом мінімізації мультиплікативної функції із врахуванням коефіцієнта важливості частинного критерію

$$\frac{K_{str}}{\max(K_{str})} / \left( \frac{R_x}{\max(R_x)} \frac{\varphi_x}{\max(\varphi_x)} \right) \rightarrow \max.$$

Отримані раціональні конструктивно-технологічні параметри дискатора:  $d=0,56$  м,  $\gamma=22^\circ$ ,  $\alpha=31^\circ$ ,  $a=0,8$  м. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали  $K_{str}=0,97$ ,  $R_x=2,52$  кН,  $\varphi=2,61^\circ$ .

6. У результаті експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах отримано динаміку зміни тягового опору агрегату  $R_x$ , кута відхилення робочих органів  $\varphi$ , коефіцієнта структурності ґрунту  $K_{str}$  від варіантів розташування пружних стійок в двох рядах в залежності від кроку спіралей  $a_I$ ,  $a_{II}$ , відстані між рядами дискових робочих органів  $\Delta x$ , швидкості переміщення агрегату  $V$ . Порівнюючи дані експериментальних досліджень процесу роботи дискатора з пружними стійками в польових умовах встановлено, що умови  $R_x \rightarrow \min$ ,  $K_{str} \rightarrow \max$ ,  $\varphi \rightarrow \min$  виконуються для варіанту розташування пружних стійок в двох рядах  $a_I=0,6$  м,  $a_{II}=0,8$  м при відстані між рядами дискових робочих органів  $\Delta x=0,9$  м і швидкості переміщення агрегату  $V=1,0$  м/с. При цих параметрах критерії оптимізації дорівнювали  $K_{str}=1,11$ ;  $R_x=21,1$  кН;  $\varphi=2,62^\circ$ .

7. Виробничими випробуваннями розробленого дискатора з пружними стійками підтверджено, що його застосування дозволяє підвищити в 1,33 рази продуктивність при забезпеченні встановлених агрономічних обробітку ґрунту. Економічні розрахунки свідчать, що застосування дискатора ДЛ-5 для поверхневого обробітку ґрунту у порівнянні із ДМТ-4 дає можливість отримати питомий річний економічний ефект 159,65 грн./га. Термін окупності при цьому складає 1,86 років.

## ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Пащенко В.Ф., Онишко М.І., Дорожко І.М., Сєдих К.В. Визначення якісних показників роботи експериментального дискового луцильника. *Механізація с.-г. виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка*. 2011. Вип. 107. Т.1. С.195–198.

2. Пащенко В.Ф., Харченко С.А., Сєдих К.В. Исследование рабочих органов дискового луцильника. *Науковий журнал «Інженерія природокористування»*. 2015. № 1(3). С.64–72.

3. Сєдих К.В. Оцінка структурного складу ґрунту після обробітку експериментальним дисковим луцильником. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2017. Вип. №6 (105). С. 44–49.

4. Козаченко О.В., Сєдих К.В. Динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора. *Техніка та енергетика*. 2020. № 11(3). С. 31–39.

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

6. Mogilnay O., Paschenko V., Kharchenko S., Domachenko V., Siedykh K. Mathematical modeling of operational stability of sowing machines' mechanical systems. *Eastern-European Journal of Enterprise technologies*. 2018. № 4/1 (94). P. 37–47.

7. Kozachenko O., Siedykh K. Modeling of the process of deformation of the elastic rack of the working bodies of the tillage implement. *ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow*. 2020. Vol. 20. No1. P. 41–50.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Сєдих К.В. Построение математических моделей процессов поверхностной обработки почвы дисковым луцильником ДЛ-5. *Вісник ХНАУ ім. В. В. Докучаєва*. Харків: ХНАУ, Вип. №11 (6). 2011. С. 9 – 15.

9. Гусаренко М.П., Дьяконов С.О., Завадський О.М., Сєдих К.В. Результати польових випробувань модернізованої дискової борони. *Наукові засади підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва: матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції конференції*. Харків: ХНАУ, 2018. С. 43.

10. Козаченко О.В., Сєдих К.В. Математичне моделювання стабільності механічної системи дискового знаряддя для обробітку ґрунту. *Експлуатаційна та сервісна інженерія: матеріали міжнародної науково-практичної конференції*. Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 53–54.

11. Козаченко О.В., Сєдих К.В. Вплив параметрів дискатора на стійкість руху при обробітку ґрунту. *Технології XXI сторіччя: матеріали 26-ої міжнародної науково-практичної конференції*. Ч.1. Суми: СНАУ, 2020. С. 50–51.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

12. Сєдих К.В., Козаченко О.В., Васильченко В.В. Вплив параметрів дискатора з пружними стійками на ефективність функціонування. *Інноваційні розробки в аграрній сфері: матеріали міжнародної науково-практичної конференції*. Харків: ХНТУСГ, 2020. С.55–57.

## АНОТАЦІЯ

**Сєдих К.В.** Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка Міністерства освіти і науки України, Харків, 2021.

У дисертації вирішене наукове завдання, яке направлене на підвищення ефективності функціонування дискових робочих органів шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками із різними коефіцієнтами жорсткості. Розроблено математичні моделі взаємодії ґрунту із увігнутою сферичною поверхнею робочого органу з урахуванням сил, що виникають в результаті його обертання, розроблено програмний код, який дозволяє визначати залежності проєкцій сили опору від кутів атаки і нахилу робочого органу дискатора, швидкості його переміщення та глибини обробітку ґрунту. Складено систему диференціальних рівнянь в загальному вигляді, яка дозволяє визначити напруження, відносні і абсолютні деформації в кожній точці пружної стійки та коливання рами і робочих органів дискатора під час його руху з урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунту. Обґрунтовано раціональні конструктивно-технологічні параметри дискатора для отримання заданої якості та зменшення енергоємності процесу обробітку ґрунту. Розроблений дискатор пройшов виробничу апробацію, яка підтвердила його ефективність для обробітку ґрунту та доцільність впровадження у виробництво.

**Ключові слова:** обробіток ґрунту, дискатор, дисковий робочий орган, пружна стійка, конструктивно-технологічні параметри, структурний склад ґрунту, ефективність.

## АННОТАЦІЯ

**Седых К.В.** Обоснование конструктивно-технологических параметров дискатора с упругими стойками. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – Машини и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2021.

В диссертации решено научное задание, которое направлено на повышение эффективности дисковых рабочих органов путем обоснования конструктивно-технологических параметров дискатора с пружинными стойками с разными коэффициентами жесткости. Разработаны математические модели взаимодействия почвы с вогнутой сферической поверхностью рабочего органа с учетом сил, возникающих при его вращении, разработан программный код, позволяющий определять зависимость проекции силы сопротивления от углов атаки и наклона рабочего органа дискатора, скорости его движения и глубины обработки почвы. Составлено систему дифференциальных уравнений в общем виде, которая позволяет определять напряжения, относительные и абсолютные деформации в каждой точке пружинной стойки и колебания рамы и рабочих органов дискатора при его движении с учетом физико-механических свойств почвы. Обоснованы рациональные конструктивно-технологические параметры дискатора для получения

заданного качества и снижения энергоемкости процесса обработки почвы. Разработанный дискатор прошел производственную апробацию, которая подтвердила его эффективность для обработки почвы и целесообразность внедрения в производство.

**Ключевые слова:** обработка почвы, дискатор, дисковый рабочий орган, конструктивно-технологические параметры, структурный состав почвы, эффективность.

## ABSTRACT

**Siedykh K.V.** Substantiation of constructive-technological parameters of a disc harrow with elastic racks. – Manuscript.

The dissertation for obtaining the scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.05.11 – machines and means of mechanization of agricultural production Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

Based on the analysis of the results of known studies of tillage processes, the effectiveness of the use of disk working bodies on elastic racks, which determines their oscillating motion in the process.

Theoretical studies of the movement of soil particles on the concave spherical surface of the working body of the disc, taking into account the force of support of the soil layer, and the forces arising from its rotation, developed a program code that allows to determine the area and equation of contact line its design parameters and depth of cultivation. A software code has been developed that allows to determine the dependences of the resistance force projections on the angles of attack and inclination of the working body, the speed of its movement and the depth of tillage.

A system of differential equations in general form is compiled, which allows to determine stresses, relative and absolute deformations at each point of the elastic rack, oscillations of the frame and working bodies of the disc during its movement taking into account changes in physical and mechanical properties of soil. According to the developed algorithm, the expression in the form of a regression equation for determining the degree of asymptotic stability of the system of working bodies depending on the design and technological parameters is established.

As a result of laboratory studies of the interaction of disk working bodies on the elastic rack with the soil environment, the dynamics of traction resistance, the angle of deviation of the working bodies, the coefficient of soil structure from the disk diameter, the spiral pitch of the elastic stand, the angle of attack rational design and technological parameters of the disc harrow are obtained.

Experimental studies of the process of operation of the disc with elastic struts in the field established the dynamics of changes in traction resistance of the unit, the angle of deviation of the working bodies, the coefficient of soil structure from the location of elastic struts in two rows depending on the pitch of spirals.

Production tests of the developed disc harrow with elastic racks confirmed that its use allows to increase productivity by 1.33 times, while ensuring the established agricultural requirements of tillage, proved the economic feasibility of its implementation.

**Key words:** tillage, disc harrow, disk working body, elastic rack, structural and technological parameters, structural composition of soil, efficiency.