

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерно-технологічний

Кафедра механічної та електричної інженерії

Поспівна записка

до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти

магістр

на тему: «Обґрунтування та оптимізація параметрів важільних віброударних механізмів робочих органів культиваторів»

КРМ.133ГМд(ОНП)_21_18_000 ПЗ

Виконав: здобувач вищої освіти

за міждисциплінарною освітньою

науковою програмою «Сервісна

інженерія в агропромисловому

виробництві» спеціальностей

133 «Галузеве машинобудування»,

208 «Агроінженерія»

ступеня вищої освіти магістр

групи 133ГМд(ОНП)_21

ПЛИСКИН Володимир

Керівник: канд. техн. наук, доцент

КАНІВЕЦЬ Олександр

Полтава 2021 року

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра механічної та електричної інженерії
Міждисциплінарна освітньо-наукова програма
«Сервісна інженерія в агропромисловому виробництві»
Спеціальності: 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія»
Ступінь вищої освіти: магістр

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри механічної
та електричної інженерії,**

канд. техн. наук, доцент,

_____ Стабіленко ПОПОВ

30 червня 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

ПЛИСКІН Володимир

1 Тема роботи: *«Обґрунтування та оптимізація параметрів взаємодії віброударних механізмів роботи органів культиваторів»*,

керівник роботи *канд. техн. наук, доцент КАПУВЦЬ Олександр*,

затверджено засіданням кафедри, протокол №18 від 30.06.2025 р.

2 Строк подання здобувачем вищої освіти роботи – 20 травня 2026 р.

3 Вихідні дані до роботи: *аналіз літературних джерел Полтавської обласної універсальної наукової бібліотеки імені Івана Котляревського; аналіз літературних джерел Національної бібліотеки України імені Володимира Вернадського; сучасний досвід підприємств машинобудування та АПК за тематичним спрямуванням.*

4 Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

Розділ 1. Аналіз існуючих досліджень.

Розділ 2. Теоретичні положення.

Розділ 3. Методика досліджень.

Розділ 4. Результати експериментів.

Розділ 5. Практична реалізація розробок.

5 Перелік ілюстраційного матеріалу: *титольний аркуш; назва теми, мета і задачі дослідження; огляд літературних джерел; теоретичні положення; методика досліджень (моделі, плани експериментів, перевірка адекватності математичних моделей); результати експериментальних досліджень; висновки.*

о Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Власне ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання отримав
Практична реалізація проєкту	Володимир ДУДНИК, доцент кафедри механічної та електричної інженерії		
	Петро МАКАРЕНКО, професор кафедри економіки та публічного управління		
	Павло ПИСАРЕНКО, завідувач кафедри екології, збалансованого природокористування та захисту довкілля		

7 Дата видачі завдання 30 червня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з.п.	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вибір і затвердження теми роботи	До 30.06.25	
2	Складання і затвердження розгорнутого плану та завдання на кваліфікаційну роботу	21.07-27.07.25	
3	Опрацювання літературних джерел	15.12-28.12.25	
4	Збір, вивчення і обробка інформації, необхідної для виконання роботи	20.04-26.04.26	
5	Виконання розділів роботи	27.04.26-	
6	Оформлення тексту роботи	19.05.26	
7	Попередній захист роботи на кафедрі	11.05-15.05.26	
8	Доспрацювання роботи з урахуванням зауважень і пропозицій	18.05-20.05.26	
9	Нормалізаційний контроль		
10	Захист кваліфікаційної роботи	25.05-31.05.26	

Здобувач вищої освіти _____ Володимир ПЛИСКИН
(підпис)

Керівник роботи _____ Олександр КАШВЕЦЬ
(підпис)

РЕФЕРАТ

Полісизвальна записка: 5 розділів, 31 рисуноків, 4 таблиці, 32 використаних джерела, 75 сторінок.

Об'єкт розробки – технологічний процес обробки ґрунту робочими органами культиваторів із важелювими віброударними механізмами.

Предмет розробки – взаємозв'язок основних параметрів важельних віброударних механізмів, що мають змінний ступінь рухливості робочих органів культиваторів, з енергетичними та якісними показниками обробки ґрунту.

Постановка актуальної технічної задачі – розроблення робочих органів культиватора з важелювими віброударними механізмами зі змінним ступенем рухливості, теоретичне обґрунтування процесу їх взаємодії з ґрунтом, визначення раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи на основі різко-механічних та деформаційних властивостей ґрунту, а також експериментальне підтвердження ефективності їх застосування за енергетичними та якісними показниками обробки ґрунту. Виконання цієї задачі забезпечить зниження експлуатаційних витрат і підвищить економічну ефективність обробки ґрунту.

Мета кваліфікаційної роботи магістра – покращення енергетичних та якісних показників поверхневої обробки ґрунту шляхом обґрунтування та оптимізації раціональних параметрів важельних віброударних механізмів зі змінним ступенем рухливості робочих органів культиваторів.

Практичне значення кваліфікаційної роботи магістра – експериментальним шляхом підтверджено зниження на 17–19 % тягового опору експериментальних робочих органів культиватора порівняно із серійними зразками, підвищення ступеня подрібнення ґрунту на 12–14 %, зменшення трудкуватості в 1,7–1,8 рази завдяки застосуванню важельних віброударних механізмів.

У першому розділі проведено аналіз існуючих конструкцій робочих органів культиваторів вібраційної та ударної дії на ґрунт - як вітчизняних розробок, так і зарубіжних виробників (Lemken, John Deere), виявлено їх основні недоліки, зокрема відсутність принципу важельно-ударної дії та нездатність адаптуватися до мінливих ґрунтових умов, а також розглянуто теоретичні основи руйнування ґрунту під дією вібраційних та ударних навантажень, встановлено закономірності зниження

тягового опору і енерговитрат при вібраційному впливі на ґрунт, що дозволило обґрунтувати перспективність застосування важельних віброударних механізмів зі змінним ступенем рухливості як основного напрямку підвищення ефективності робочих органів культиваторів.

У другому розділі теоретично обґрунтовано процес віброударної взаємодії робочих органів культиватора з ґрунтом: запропоновано нову реологічну модель ґрунту з додатковим віброударним тілом, визначено аналітичні залежності для розрахунку сили удару, амплітудно-частотних характеристик коливальної системи та оптимальних параметрів важелевого віброударного механізму, зокрема висоти кріплення ударника на С-подібній стійці, довжини важеля та маси молоткового ударника, проведено структурний аналіз чотириланкового механізму та змінним ступенем рухливості, а також отримано аналітичні вирази для визначення частот коливань рухомих мас і максимального крутного моменту від крутильних коливань крил культиваторної лапи.

У третьому розділі розроблено програму та методику експериментальних досліджень важельних віброударних робочих органів культиватора КПС-4М, описано конструкції виготовлених експериментальних зразків із різними типами віброударних механізмів, обґрунтовано вибір та охарактеризовано обладнання для лабораторних досліджень у ґрунтовому каналі – тензометричну станцію, п'єзоелектричні датчики вібрації, динамограф ДТ-3 та засоби вимірювання фізико-механічних властивостей ґрунту, а також викладено методику проведення двофакторного експерименту з дослідження впливу швидкості руху та глибини обробки на тяговий опір і методику статистичної обробки експериментальних даних із застосуванням критеріїв Кохрена, Стюдента та Фішера.

У четвертому розділі наведено результати лабораторних експериментальних досліджень важельних віброударних робочих органів культиватора КПС-4М у ґрунтовому каналі: встановлено, що експериментальний робочий орган забезпечує зниження тягового опору на 17–19% та підвищення частоти власних коливань на 7–8% порівняно з серійним, визначено оптимальні параметри молоткового ударника – масу 4,0 кг і зазор між ударником та відбійником 0,006 м, отримано рівняння регресії залежності тягового опору від швидкості руху та глибини обробки ґрунту

для серійного і експериментального робочих органів, перевірено їх адекватність за критеріями Кохрена, Стюдента і Фішера, а також встановлено, що віброударний вплив підвищує ступінь подрібнення ґрунту на 12–14 % і зменшує грудкуватість у 1,7–1,8 рази порівняно з серійним варіантом.

У п'ятому розділі розглянуто практичну реалізацію розробки у трьох аспектах: охорона праці на дільниці з удосконалення віброударних механізмів культиваторів із систематизацією виробничих ризиків та обґрунтуванням необхідності безперервного IoT-моніторингу вібраційного і акустичного навантаження на операторів, екологічна експертиза розробки з оцінкою впливу віброударного обробітку на агрегатний склад ґрунту, рівень шуму та стан ґрунтової біоти; економічна ефективність впровадження модернізованого культиватора КПС-4М, де показано, що застосування важелевих віброударних механізмів знижує питомі експлуатаційні витрати на 117 грн./га, забезпечує сезонну економію 112300 грн і окупність капітальних вкладень у розмірі 45737 грн. за 0,4 року при чистому дисконтованому доході 458100 грн.

Рекомендації щодо використання результатів роботи – для модернізації культиваторів КПС-4 з метою зниження витрат палива та експлуатаційних витрат при терміні окупності 0,4 року, проектувальникам – для застосування запропонованої реологічної моделі ґрунту при розробці нових робочих органів, а науковим установам і закладам вищої освіти - як основу для подальших досліджень та у навчальному процесі.

Сфера застосування результатів роботи – у сільськогосподарському машинобудуванні при проектуванні ґрунтообробної техніки у виробничій діяльності сільськогосподарських підприємств під час поверхневого обробітку ґрунту, а також у науково-дослідній роботі та навчальному процесі аграрних закладів вищої освіти.

Ілюстраційна частина кваліфікаційної роботи – 10 аркушів.

Результат перевірки тексту пояснювальної записки на плагіат за допомогою сервісу iStrikePlagiarism: унікальність тексту – 97,98 %.

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота присвячена теоретичному обґрунтуванню та експериментальному підтвердженню параметрів і режимів роботи культиваторів із важелевими віброударними механізмами робочих органів зі змінним ступенем рухливості. У роботі проведено аналіз існуючих конструкцій робочих органів культиваторів вібраційної та ударної дії, запропоновано нову реологічну модель ґрунту з додатковим віброударним тілом, теоретично обґрунтовано процес взаємодії робочих органів із ґрунтом та визначено раціональні конструктивні параметри важелевих віброударних механізмів – масу молоткового ударника 4,0 кг, довжину важеля 0,22 м і зазор між ударником та зупинником 0,006 м. Експериментальні дослідження у ґрунтовому каналі підтвердили, що застосування розроблених робочих органів забезпечує зниження тягового опору на 17–19 %, підвищення ступеня подрібнення ґрунту на 12–14 % та зменшення трудкуватості в 1,7–1,8 рази порівняно з серійними робочими органами культиватора КПС-4, а економічний розрахунок показав окупність модернізації за 0,4 року при чистому дисконтованому доході 458100 грн.

КУЛЬТИВАТОР, РОБОЧИЙ ОРГАН, ВІБРОУДАРНИЙ МЕХАНІЗМ, ТЯГОВИЙ ОПІР, ОБРОБІТОК ҐРУНТУ, ВАЖІЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ, РЕОЛОГІЧНА МОДЕЛЬ ҐРУНТУ, ЕНЕРГОЄМНІСТЬ.

ANNOTATION

This master's thesis is devoted to the theoretical justification and experimental validation of the parameters and operating modes of cultivators equipped with lever-type vibro-impact mechanisms for working bodies with variable degrees of mobility. The thesis analyzes existing designs of working bodies for vibratory and impact cultivators, proposes a new soil rheological model with an additional vibro-impact body, theoretically substantiates the process of interaction between the working bodies and the soil, and determines optimal design parameters for lever-type vibro-impact mechanisms – a hammer striker mass of 4.0 kg, a lever length of 0.22 m, and a gap between the striker and the stopper of 0.006 m. Experimental studies in a soil channel confirmed that the use of the developed working bodies reduces traction resistance by 17–19%, increases the degree

of soil fragmentation by 12–14%, and reduces clodiness by 1.7–1.8 times compared to the standard working bodies of the KPS-4 cultivator, while an economic analysis showed that the modernization pays for itself in 0.4 years with a net discounted income of 458,100 UAH.

CULTIVATOR, WORKING UNIT, VIBRATING HAMMER MECHANISM, DRAFT RESISTANCE, SOIL TILLAGE, LEVER MECHANISM, RHEOLOGICAL MODEL, ENERGY CONSUMPTION.

ЗМІСТ

Вступ.....	10
Розділ 1 Аналіз існуючих досліджень.....	13
1.1 Аналіз існуючих конструкцій робочих органів культиваторів вібраційної та ударної дії на ґрунт.....	13
Розділ 2 Теоретичні положення.....	24
2.1 Теоретичні положення щодо деформації ґрунту під час віброударної взаємодії.....	24
2.2 Вибір оптимальних значень амплітудно-частотної характеристики при віброударній взаємодії робочого органу з ґрунтом.....	28
2.3 Обґрунтування місця прикладання сили віброударного механізму до стійки культиваторної лапи.....	30
2.4 Теоретичні основи автоколивальної віброударної взаємодії робочих органів культиваторів із ґрунтом.....	34
2.5 Теоретичні передумови віброударного впливу крил культиваторної лапи на ґрунт.....	39
Розділ 3 Методика досліджень.....	42
3.1 Установки, прилади та обладнання, що використовуються для проведення досліджень.....	42
3.2 Методика проведення лабораторних досліджень.....	46
3.3 Методика обробки експериментальних даних.....	51
Розділ 4 Результати експериментів.....	57
4.1 Тяговий опір віброударних робочих органів культиваторів у лабораторних умовах.....	57
4.2 Якісні показники обробітку ґрунту віброударними робочими органами в лабораторних умовах.....	65
Розділ 5 Практична реалізація розробок.....	68
5.1 Охорона праці.....	68
5.2 Екологічна експертиза.....	70
5.3 Екологічна ефективність розробки.....	71
Висновки.....	73
Список використаних джерел.....	76

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Обробка ґрунту є найбільш енергоємною операцією сільськогосподарського виробництва, на її частку припадає до 40 % енергетичних витрат від загального обсягу [1]. Якщо розглядати передпосівну обробку, то її частка у загальних енерговитратах на обробку ґрунту становить 20%. У вдосконаленні робочих органів культиваторів дедалі актуальнішим стає вирішення завдань щодо розробки малоенергоємних робочих органів культиваторів, адаптованих за принципом дії до ґрунтових умов, з удосконаленням їх конструктивних схем та методів проектування [2].

Застосування принципу вібраційного впливу робочих органів культиваторів на ґрунт не дозволяє повною мірою забезпечити значне зниження опору, особливо при використанні примусового приводу. Застосування в конструкціях робочих органів культиваторів принципу спільної дії важеля та удару, що досягається оснащенням робочих органів важелевими віброударними механізмами дозволить зменшити тертя ґрунту об робочі поверхні лан, скоротить тривалість періоду сколу ґрунтового шару з одночасним зниженням зусилля для переміщення шару ґрунту і, в кінцевому підсумку, зменшити енергоємність процесу поверхневої обробки ґрунту та забезпечити оптимальну якість її обробки. Однак залишилися невивченими питання щодо визначення закономірностей спільної дії важеля та удару в конструкціях важельних віброударних механізмів робочих органів культиваторів для поверхневої обробки ґрунту.

Об'єктом дослідження є технологічний процес обробки ґрунту робочими органами культиваторів із важелевими віброударними механізмами.

Предметом досліджень є взаємозв'язок основних параметрів важельних віброударних механізмів, що мають змінний ступінь рухливості робочих органів культиваторів, з енергетичними та якісними показниками обробки ґрунту.

Мета дослідження – покращення енергетичних та якісних показників поверхневої обробки ґрунту шляхом обґрунтування та оптимізації раціональних параметрів важельних віброударних механізмів зі змінним ступенем рухливості робочих органів культиваторів.

Задачі досліджень:

- провести аналіз існуючих конструкцій та теорій щодо обґрунтування параметрів і режимів роботи культиваторів з робочими органами вібраційної та ударної дії на ґрунт;
- теоретично обґрунтувати процес взаємодії з ґрунтом робочих органів культиваторів з важелевими віброударними механізмами зі змінним ступенем рухливості;
- на основі фізико-механічних та деформаційних властивостей ґрунту визначити раціональні параметри важельних віброударних механізмів робочих органів культиваторів;
- експериментально визначити вплив параметрів важельних віброударних механізмів робочих органів на енергетичні та якісні показники обробки ґрунту;
- визначити основні техніко-економічні показники запропонованих робочих органів віброударної дії на ґрунт та економічну ефективність їх впровадження.

Теоретичне та практичне значення роботи.

Теоретична значимість роботи полягає в тому, що в ній обґрунтовано реологічну модель ґрунту під впливом віброударного робочого органу культиватора; визначено оптимальне місце кріплення важельного віброударного механізму на робочому органі культиватора, отримано теоретичні залежності тягового опору робочого органу культиватора та амплітудно-частотну характеристику впливу важельного віброударного механізму на культиваторну лапу; сформульовано варіанти конструктивних рішень, що дозволяють застосовувати принцип важелево-ударної дії для зниження тягового опору культиваторних лап.

Практичне значення роботи полягає в тому, що в ній експериментальним шляхом підтверджено зниження на 17-19 % тягового опору експериментальних робочих органів культиватора порівняно із серійними зразками, підвищення ступеня подібнення ґрунту на 12-14 %, зменшення грудкуватості в 1,7-1,8 рази завдяки застосуванню важельних віброударних механізмів.

Методологія та методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень, законів і методів механіки суцільних

середовищ, класичної механіки та теорії коливань. Експериментальні дослідження та обробка отриманих даних проведено з використанням методів планування експериментів, математичної статистики та пакету прикладних програм для ПК.

Апробація результатів кваліфікаційної роботи. Матеріали роботи опубліковано у 2 друкованих працях.

Структура та обсяг. Робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку літератури та 8 додатків. Вона викладена на 74 сторінках основного машинописного тексту, містить 31 рисунки, 6 таблиць та список літератури, що включає 32 найменування.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз існуючих конструкцій робочих органів культиваторів вібраційної та ударної дії на ґрунт

Серед великої групи робочих органів культиваторів, що використовуються для механізації процесів поверхневої обробки ґрунту, значне місце посідають вібраційні робочі органи, що використовують вібрацію та ударну дію. Аналіз існуючих конструкцій робочих органів культиваторів для суцільної обробки ґрунту [3] показує, що існує велика кількість розробок спрямованих на зниження тягового опору робочого органу та машини в цілому.

У наступній конструкції запропоновано вдосконалену стійку ґрунтообробного робочого органу [4] (рисунки 1.1). Розробка спрямована на зменшення тягового опору, а також на підвищення якості обробки.

Рисунок 1.1 – Стійка робочого органу для обробки ґрунту: 1 – С-подібна ділянка стійки, 2 – ділянка стійки у вигляді циліндричної спіральної пружини, 3 – вузол для кріплення стійки в рамі.

Стійка складатиметься з С-подібної ділянки 1, розташованої ближче до робочого органу та циліндричної ділянки 2, що знаходиться ближче до стійки (у вигляді спіральної циліндричної пружини). Ось спіральної циліндричної пружини розташована до С-подібної ділянки 1 під кутом, рівним $43-48^\circ$. Під час руху

культиваторної лапи в ґрунті S-подібна стійка згинатиметься як у поздовжньому, так і в поперечному напрямках, що призводить до коливань.

Недоліком такої конструкції стійки є нерівномірність ходу по глибокі, оскільки під час скручування стійки культиваторної лапа коливатиметься у вертикальній площині. Запропоновано також робочий орган ґрунтообробного знаряддя з S-подібною стійкою [5], який кріпиться до поперечних брусів рами (рисунок 1.2).

Рисунок 1.2 – Робочий механізм культиватора: 1 – рама; 2 – стійка; 3 – підресорник; 4 – верхня пружинна частина; 5 – нижня пружинна частина; 9 – вісь; 12 – ролик; 13 – напалник.

Для зменшення тягового опору робочого органу створюються його вимушені коливання за рахунок примусового приводу. Існує безліч таких розробок, однією з яких є механічний вібропривід [6] (рисунок 1.3).

Рисунок 1.3 – Схема механічного віброприводу робочого органу культиватора

Удосконалення спрямовано на зменшення тягового опору робочого органу за рахунок в осадці, яка створюється механічним приводом через кулачковий механізм у верхній частині стійки, яка, у свою чергу, підпружинена та є рухомою. Середня частина стійки закріплена за допомогою шарніра, відносно якого відбуваються коливання. Недоліком даного технічного рішення, як і для всіх розробок з примусовим приводом, є додаткові енергетичні витрати на сам привід, складність узгодження фаз вимушених коливань робочого органу з фазами деформації ґрунту, а також шум під час роботи та значний знос тертьових поверхонь приводу.

Більшого ефекту при зменшенні тягового опору ґрунтообробного робочого органу можна досягти за допомогою віброудару, тобто коли під час зіткнення двох поверхонь виникає зворотна сила, яка використовується для подолання сили опору ґрунту. Запропоновано вдосконалений ґрунтообробний робочий орган [7] (рисунк 1.4). Мета розробки – зменшити тяговий опір та підвищити інтенсивність подрібнення ґрунту. В'язка рідини, що знаходиться всередині стійки, за рахунок сили інерції підсилює цю силу. Використання запропонованого робочого органу дозволить зменшити тяговий опір, а також підвищити інтенсивність подрібнення ґрунту.

Рисунок 1.4 – Робочий орган для обробки ґрунту: 1 – рама, 2 – шарнір, 3 – віброударний переривник, 4 – стійка, 5 – робочий орган, 6 – повна стійка, 7 – пружний трубчастий елемент, 8 – кінцеві вимикачі, 9, 10 – циліндричні бойки, 11 – пружина, 12 – регулювальний болт.

Де недоліків запропонованого робочого органу можна віднести складність конструкції, а також відсутність регулювання віброударного механізму при його використанні на різних ґрунтах. Розглянемо ще одне технічне рішення, де застосовується явище віброудару [8] (рис. 1.5). Мета розробки – зниження тягового опору робочого органу, а також підвищення якості подрібнення ґрунту.

Рис. 1.5 – Робочий орган для обробітку ґрунту: 1 – рама, 2 – стійка, 3 – робочий орган, 4 – шарнір, 5 – коромисло, 6, 7 – ударники, 8, 9 – упори, 10, 11 – відповідно передній і задній пружні елементи, 12, 13 – гвинтові тяги, 14, 15 – гайки.

Недоліком запропонованого робочого органу є те, що в польових умовах фізико-механічні властивості ґрунту змінюються, що спричиняє значні коливання опору, який діє на робочий орган. Тому конструкція вимагає постійного регулювання упорів рами та умов стиснення пружних елементів для забезпечення стійкості ковзального руху робочого органу, що неможливо здійснювати під час руху знаряддя.

Відомі також маятникові ударні елементи культиваторних лап [9], однак вільні коливання маятників, що не входять до структурного механізму, не завжди збігаються з коливаннями пружних стійок, і в результаті взаємного гасіння коливань не досягається значного зниження тягового опору просування лапи в ґрунті. Робочі органи культиваторів вібраційної та ударної дії знаходять широке поширення в зарубіжних країнах, таких як Німеччина, США, Швеція, Канада.

Одним із лідерів у виробництві сучасної техніки для обробітку ґрунту є німецька фірма Lemken. Варто зазначити, що в конструкціях культиваторів фірми Lemken багато уваги приділяється зменшенню тягового опору робочих органів завдяки застосуванню S-подібних пружних стійок оригінальної конструкції (Корунд 600L); удосконаленого пружинного блоку, розташованого по горизонталі, який спрацьовує як запобіжник при наїзді на перешкоду, в результаті робочий орган має більшу висоту підйому – це краще захищає його від поломок (Кристал 9/350); ротаційної борони з планками різної форми для боронування та мульчування верхнього шару ґрунту, щоб зберігати вологу (Kompaktor, Smiragd). Загальною рисою для всіх культиваторів німецької фірми Lemken є робочий орган оригінальної конструкції (рисунк 1.6) [10].

Рисунок 1.6 – Робочі органи культиваторів фірми Lemken

Робочий орган культиваторів фірми Lemken є розбірним. Як видно з рисунка 1.6, до стійки окремо кріпиться долото, а також праве та ліве крила лап. Також у комплекті йдуть змінні частини самої лапи, за допомогою яких можна змінювати ширину захвату лапи. Оригінальність робочого органу полягає ще й у тому, що крила лапи утворюють плоскоріжучу частину (добре працює по стерні, сприяє її збереженню на поверхні з максимальним підрізанням бур'янів), а долото, маючи певний кут підйому, може бути замінено при поломці робочого органу, не демонтуючи весь робочий орган. Пружна стійка сприяє коліванню робочого органу, що знижує зусилля на його просування в ґрунті. Багато фірм у США та Канаді випускають культиватори з робочими органами, які працюють у широкому діапазоні вологості та твердості ґрунту, менш вимогливі до рельєфу і тому є більш

універсальними. Характерними для моделей цих фірм є культиватори фірми «John Deere». Лінії цих культиваторів встановлюються на пружних вібруючій стійках і розташовуються в три ряди по ходу руху з'ярадя. Ці культиватори оснащуються комплектом різноманітних змінних робочих органів з пружними елементами (рисунок 1.7) [11].

Рисунок 1.7 – Робочі органи культиваторів фірми «John Deere»

Культиватори фірми «John Deere» за конструкцією, в основному, аналогічні культиватору КПС-4. Зарубіжні культиватори відрізняються зменше ним кліренсом і зменшеною товщиною пружної стійки, що дозволяє їм активізувати процес вібраційного впливу на ґрунт і, як наслідок, знизувати тяговий опір.

У розглянутих конструкціях робочих органів культиваторів не використано принцип важельно-ударної дії вібраційних ланок виконавчих механізмів робочих органів, що не забезпечує їхню здатність пристосовуватися, завдяки зворотньому зв'язку, до мінливих ґрунтових умов і не дає змоги істотно підвищити ефективність їхньої роботи з напрямку зменшення тягового зусилля та поліпшення якості подрібнення ґрунту. Аналіз теорій щодо обґрунтування конструкцій за параметрів вібраційних ґрунтообробних робочих органів.

Висока енергоємність серійних машин пояснюється тим, що ґрунт руйнується ними, головним чином, за рахунок деформації стиснення, яка вимагає зусиль у 10-20 разів більших, ніж деформація розтягування. Завдяки дослідженням встановлено, що витрати енергії на обробку ґрунту залежать, головним чином, від характеру перебігу процесів деформації та руйнування ґрунтового масиву, а ті, у свою чергу,

– від фізико-механічних властивостей ґрунту та типу напруженого стану, що створюється робочими органами.

Одним із способів скорочення енерговитрат є інтенсифікація впливу робочих органів на ґрунт за допомогою ударних, імпульсних навантажень та вібрацій. Цьому напрямку присвячено численні праці вітчизняних та зарубіжних вчених. Машини вібраційного принципу дії зараз вважаються основою технології майбутнього.

Під впливом коливального або імпульсного навантаження в ґрунті збуджуються й поширюються хвилі напружень, що викликають у ґрунті змінну напругу, межа міцності ґрунту при якій значно менша за його межу міцності при статичних навантаженнях. Якщо до ґрунту, крім постійної сили, прикласти вібраційне навантаження, то опір ґрунту руйнуванню значно знижується [12].

У роботі [13] наведено фундаментальну теорію руйнування сільськогосподарських матеріалів під дією удару. Нехай тіло масою m зіткнується з середовищем безмежних розмірів зі швидкістю v . Стискання $a = v\Delta t$ відбувається протягом часу Δt під час якого удар встигає поширитися на глибину $\tau = c \cdot \Delta t$ (c – швидкість поширення удару). Отже, внаслідок удару тіло масою $m = S\rho\tau$ під дією імпульсу сили $I = F \cdot \Delta t$ рухатиметься зі швидкістю Δc , тобто:

$$P\Delta t = m\Delta c, \quad (1.1)$$

Якщо вражати, що пружна напруга

$$\sigma = P/S = E_{\alpha}/c\Delta t, \quad (1.2)$$

то

$$\frac{S\sigma}{c\Delta t} \cdot \Delta t = S\rho c, \quad (1.3)$$

де S – площа поперечного перерізу тіла, м^2 ;

ρ – густина тіла, $\text{кг}/\text{м}^3$;

E – модуль пружності, Па.

Під цим вимушені коливання, що передаються робочій поверхні вібратором, вносять зміни у природний релаксаційний автоколивальний процес руйнування ґрунту. Під дією короткочасного імпульсу на робочий орган розпушування ґрунту відбувається раніше, завдяки чому енерговитрати на його обробку зменшуються. Однак ці міркування потребують експериментальної перевірки.

У цій теорії не враховується роль пружної підпіски робочих органів, а також вплив удару на ступінь подрібнення ґрунту після його розколювання робочим органом. Крім того, залишається нез'ясованим механізм руйнування ґрунту під дією удару.

Дослідженнями [14] встановлено, що під час взаємодії робочого органу з ґрунтом можливе виникнення автоколивань з наслідком періодичних змін сили тертя ґрунту по його поверхні.

Період T цих коливань визначається виразом:

$$T = \frac{l(1 + \cos \varphi)}{v}, \quad (1.4)$$

де l – глибина розпушування ґрунту;

φ – кут тертя ґрунту по сталі;

v – швидкість руху.

Частота власних коливань робочого органу не перевищує 8 Гц. Під час вібрації робочого органу в ґрунті тяговий опір знаряддя знижується на 20–60 % залежно від параметрів вібрації (частоти, амплітуди) та поступальної швидкості руху. При цьому, за даними дослідників, загальні енерговитрати зменшуються в середньому на 30 % [15].

Тяговий опір віброкорпусу плуга зменшується в середньому на 20 % при швидкості руху 4,95 км/год і частоті імпульсних коливань 50 Гц. Однак ступінь подрібнення ґрунту при цьому не змінюється. У дослідженні [16] показано, що потужність, необхідна для плуга з невібруючим корпусом, зменшується. Такі суперечливі висновки свідчать про те, що явища вібрації при обробці ґрунту вивчені ще недостатньо. Також проводилися дослідження, метою яких було визначення

як існої відмінності між процесами руйнування ґрунту вібруючими та невібруючими деформаторами, з урахуванням впливу таких факторів, як швидкість переміщення, частота та амплітуда коливань клина, а також кут і глибина різання. В результаті експериментів було виявлено істотну відмінність між деформацією ґрунту пасивним і вібруючим клинами. Під час руху невібруючого клина частинки ґрунту переміщуються у напрямку, що утворює з горизонталлю кут, величина якого залежить від багатьох факторів і не перевищує 50° . У разі використання вібруючого клина переміщення ґрунтових частинок відбувається під кутом, близьким до 90° [17].

Після початку руху невібруючого клина переміщення частинок ґрунту, що знаходяться перед ним, починається на значній відстані від клина, а при вібрації переміщення частинок ґрунту практично починається лише в той момент, коли вони опиняються перед носком клина. Переміщуючись, невібруючий клин стискає ґрунт, що лежить перед ним. Коли напруження стиснення перевищать критичне, відбувається скалювання ґрунту. Напрямок стиснення ґрунту збігається або майже збігається з напрямком руху клина. Під впливом вібрації сили зчеплення та внутрішнього тертя між частинками ґрунту зменшуються, і клин не стискає ґрунт перед собою. Тягове зусилля в цьому випадку витрачається лише на подолання сил зовнішнього та внутрішнього тертя і сили інерції відколеної частини пласта. Якщо ж вплив клина на ґрунт близький до статичного, кут менший за прямий. Отже, клин, переміщуючись, стискає ґрунт, що лежить перед ним. Ділянка деформованого ґрунту перед ріжучою частиною вібруючого клина невелика і не чинить істотного тиску на шари, що лежать попереду.

Необхідно враховувати швидкості поширення хвиль напруження та деформацій у ґрунті. Це означає, що якщо швидкість деформації перевищує швидкість робочого органу, то між фронтом хвилі деформації та передньою кромкою органу утворюється зруйнована зона, і робочий орган у цьому випадку рухається в ґрунті, у якому порушені внутрішні зв'язки між частинками.

При ударному впливі робочих органів на ґрунт для досягнення необхідного ефекту тривалість удару повинна дорівнювати або перевищувати час, необхідний для поширення хвилі деформації від місця удару до зовнішньої поверхні пласта, а при

оранці ґрунту плугами – до поверхні поля у напрямку лінії сколювання. Якщо тривалість удару менша за цей час, то пласт ґрунту не встигає деформуватися, і дія удару обмежується місцевими руйнуваннями. Тому при ударі стиснення (амплітуда) має перевищувати межу пружної деформації, для того щоб зім'яти (деформувати) тіло:

$$\Delta t = \frac{\pi l}{2c_{\text{пр}}}, \quad (1.5)$$

Швидкість поширення поздовжніх коливань:

$$c_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}} \quad (1.6)$$

При швидкості удару від 2,5 до 18 м/с енерговитрати на руйнування ґрунту з вологістю 13–18 % зменшуються у 2 рази, а при вологості 6–10 % – у 4 рази. При оптимальній частоті ударів ґрунт, що перебуває в напруженому стані, додатково кришиться, що знижує загальні енерговитрати [18]. Встановлені закономірності дозволяють зробити висновок про те, що сухі тверді ґрунти слід руйнувати ударними навантаженнями.

Швидкість дії робочих органів ґрунтообробних машин, а саме швидкість удару для отримання залишкового подовження, повинна перевищувати граничну швидкість удару, яку може витримати матеріал:

$$v_n = \sigma_{\text{мм}} \sqrt{\frac{2}{E\gamma}} \quad (1.7)$$

де $\sigma_{\text{мм}}$ – межа міцності, Па;

E – модуль пружності при стисненні та розтягуванні, Па;

g – прискорення вільного падіння, дорівнює 9,81 м/с²;

γ – питома вага, кг/м³.

Одним із найбільш перспективних напрямків зниження енергоємності обробки ґрунту є використання віброуючих робочих органів з активними елементами, які

реагують на зміни властивостей сороблюваного середовища. При цьому досягається узгодженість між коливаннями робочого органу та змінами опору ґрунту. Другим способом подолання сил опору, що діють на робочий орган, є створення несиметричних коливань, які збуджуються віброударними механізмами.

Висновки до розділу:

Проведений аналіз результатів досліджень, конструкцій основних робочих органів культиваторів для поверхневої обробки ґрунту вітчизняних та зарубіжних виробників та їх взаємодії з ґрунтом дозволив зробити такі висновки:

- поверхнева обробка ґрунту є однією з основних операцій забезпечення формування певного структурно-агрегатного складу ґрунту в технології виробництва сільськогосподарських культур. Існуючі робочі органи культиваторів вимагають значних енергетичних витрат на поверхневу обробку ґрунту і не забезпечують необхідної якості подрібнення ґрунту з різними фізико-механічними властивостями;

- зниження енергоємності процесу поверхневої обробки ґрунту можливе завдяки оптимізуванню параметрів активних робочих органів культиваторів та режимів їхньої роботи, що забезпечують різні види деформаційного впливу на ґрунт;

- найбільш перспективним напрямком підвищення ефективності робочих органів культиваторів, зокрема, подрібнення ґрунту при мінімальній енергоємності, слід вважати використання віброударного впливу на ґрунт шляхом створення нових важельних віброударних механізмів у конструкціях робочих органів культиваторів зі змінним ступенем рухливості;

- для визначення конструктивних параметрів важельних віброударних механізмів робочих органів культиваторів необхідно провести теоретичні та експериментальні дослідження, які дозволять розраховувати їхні величини та керувати показниками процесу поверхневої обробки ґрунту.

- на основі наведених вище висновків сформульовано мету дослідження та завдання для її досягнення, що представлені у вступі до роботи.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

2.1 Теоретичні положення щодо деформації ґрунту під час віброударної взаємодії

Процес обробки ґрунту робочими органами культиваторів повинен здійснюватися з мінімальними витратами енергії та високою якістю виконуваної операції. Дотримання цих вимог залежить від фізико-механічних та реологічних властивостей ґрунту та підібраних до них конструктивних елементів робочих органів.

Дослідженнями [19] встановлено, що ґрунт, за певних припущень, у першому наближенні можна розглядати як суцільне середовище, а в початковий період деформації робочими органами експериментально підтверджено перебіг процесу деформації, наближеного до лінійного закону. Тому, стосовно ґрунту, широко використовуються принципи та методи механіки суцільних середовищ з певними припущеннями.

Наявність у реально існуючих фізичних об'єктах, таких як ґрунт, властивостей пружності, в'язкості та пластичності зазвичай дозволяє моделювати їх за допомогою різних поєднань трьох найпростіших реологічних моделей – тіла Гука, Ньютона та Сен-Венана (рисунок 2.1). Оскільки тверді включення в ґрунті перебувають у стані вібраційного багатоконтактного зіткнення, пропонується доповнити три вищезазначені найпростіші реологічні моделі віброударним тілом (рисунок 2.1 г), яке представляє собою поєднання змінного ударного контакту пружних півсферичних, еліптичних або конічних елементів.

Існує низка досить добре вивчених реологічних моделей, які застосовуються при дослідженні процесів деформації та руйнування ґрунту (тіла Максвелла, Кельвіна, Бінгама-Шведова та ін.). Однак три найпростіші реологічні моделі, що лежать в їхній основі, стосовно ґрунту, який у процесі механічної обробки виявляє ще й віброударну взаємодію грудок та твердих включень, вимагають при складанні загальної динамореологічної моделі ґрунту доповнення у вигляді моделі запропонованого віброударного тіла (рисунок 2.1 г).

Рисунок. 2.1 – Найпростіші реологічні тіла: а – пружне тіло Гука; б – в'язке тіло Ньютона; в – пластичне тіло Сен-Венана; г – вібр. ударне тіло

Рівняння стану для кожного елемента системи з тілом Гука, має вигляд:

$$\sigma_{H1} = E_1 \varepsilon_{H1}$$

$$\sigma_{H2} = E_2 \varepsilon_{H2}$$

$$E_2 = \frac{2(1 - \mu^2)}{\pi \nu}$$

де μ – коефіцієнт бічного розширення ґрунту;

ν – показник деформації ґрунту, який визначається за формулою:

$$\nu = \frac{4\sqrt{[h(2R-h)]^3}}{3\pi PR},$$

де P – зусилля, необхідне для занурення наконечника в ґрунт;

R – радіус напівсферичного наконечника;

h – максимальна глибина занурення наконечника в ґрунт.

$$\sigma_{H3} = E_3 \varepsilon_{H3}, \sigma_{H4} = E_4 \varepsilon_{H4}, \sigma_{N5} = \eta \frac{d\varepsilon_{N5}}{dt} \quad (2.1)$$

де σ – відповідна напруга в кожному елементі, Па;

ε – величина деформації кожного елемента;

N_5 – значення межі текучості пластичного тіла Сен-Венана;

E – значення модуля пружності кожного елемента;

η – значення коефіцієнта в'язкості елемента Ньютона.

На основі вихідних параметрів системи отримане вище вираження дозволяє адекватно описати характер коливальних процесів, що відбуваються в системі, та запропонувати низку рекомендацій щодо зниження енергоємності процесу руйнування ґрунту.

Відповідно до запропонованої реологічної моделі та на підставі результатів експериментальних досліджень встановлено, що процес деформації та руйнування ґрунту під дією робочого органу складається з двох фаз: стиснення та значних зсувів (руйнування). У першій фазі, при досягненні граничних зусиль відколювання блоку ґрунту, починається зниження діючого зусилля і відбувається руйнування ґрунту.

Пасивний жорсткий робочий орган у фазі стиснення переміщується в ґрунті на значну відстань, утворюючи великі грудки розпушеного ґрунту. Введення удару в процес впливу на ґрунт дозволяє трансформувати силу, яка визначається законом, що пов'язує кількість руху та імпульс сили:

$$mv = Rt \quad (2.2)$$

де m – навантаження ударного робочого органу на ґрунт;

t – час удару;

R – сила удару;

v – швидкість обробки.

Тоді сила, що діє під час удару, визначається за виразом:

$$R = \frac{mv}{t} \quad (2.3)$$

Таким чином, запропонована реологічна модель ґрунту та розглянутий процес розкладання механічного імпульсу сили, що характеризує зниження опору робочого органу та підвищення інтенсивності подрібнення, створюють передумови для конструктивного здійснення віброударного впливу на ґрунт у ґрунтообробному робочому органі.

Розглядаючи напрям застосування віброударного впливу на ґрунт, слід звернути увагу на те, що важіль збільшує силу в кілька разів. А коли цього недостатньо, то використовується удар, що збільшує силу в сотні й тисячі разів. Тому при реалізації процесу віброударного впливу на ґрунт у конструкції робочого органу пропонується використовувати, як один із варіантів, ці два рішення: важіль і удар [26]. Кінематична схема запропонованого ґрунтообробного робочого органу з важільним віброударним механізмом наведена на рисунку 2.2.

Рисунок 2.2 – Кінематична схема запропонованого важелевого віброударного робочого органу для обробки ґрунту

Структурний аналіз догириланкового віброударного механізму ґрунтообробного робочого органу показує, що він складається з наступного: С-подібну пружну стійку 1 з жорстко закріпленою лапою в нижній частині,

поступально рухому ланку 2 у вигляді пружинного хомута, коливний важільний ударник 3 з жорстко закріпленим у нижній частині бойком напівсферичної форми. Кількість кінематичних пар п'ятого класу P_5 дорівнює трьом. Є одна постійно працююча пара четвертого класу з пружинним хомутом. Друга пара четвертого класу виникає тільки при контакті напівсферичного або сферичного ударника в процесі віброудару з тильною стороною С – подібної пружної стійки. У вихідному положенні ланок при зіткненні бойка зі стійкою чотириланковий віброударний механізм утворює три пари п'ятого класу P_5 і дві пари четвертого класу P_4 (рисунки 2.2), ступінь свободи в такому положенні віброударного механізму дорівнює одиниці. Вона визначається за формулою:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 \quad (2.4)$$

Надалі, при настанні фази руйнування ґрунту, внаслідок зіткнення ланок, ударник 3, відходячи від пружної стійки 1, втрачає контакт з нею. У контакті знаходяться тільки ланки 1 і 2, що утворюють одну кінематичну пару четвертого класу P_4 . Віброударний механізм у такому положенні, втративши одну кінематичну пару четвертого класу P_4 , має ступінь свободи, рівний двом.

Виходячи з цього, отримаємо формулу для визначення ступеня рухливості підпружиненого важелевого віброударного механізму при зіткненні ланок у загальному вигляді:

$$W_y = n - P_4 \quad (2.5)$$

де n – кількість рухомих ланок у механізмі;

P_4 – кількість вищих кінематичних пар четвертого класу, що виникли в процесі зіткнення ланок.

Утворення пар вищого четвертого класу та структурних груп під час зіткнення ланок у запропонованому важельному віброударному механізмі не підпорядковується певній періодичності, а залежить від мінливості властивостей

грунту з процесі його обробки. У ґрунтообробному механізмі віброударної дії відбувається трансформація діючих сил за рахунок зіткнення ланок кінематичного ланцюга різної форми. У цьому аспекті необхідно теоретично обґрунтувати та експериментально підтвердити оптимальні параметри коливально-ударної взаємодії робочих органів з ґрунтом.

2.2 Вибір оптимальних значень амплітудно-частотної характеристики при віброударній взаємодії робочого органу з ґрунтом

Для розширення спектра стійких коливань у системі «робочий орган – ґрунт» необхідно ввести додаткові елементи у вигляді коливальних або зіткнених мас. У цьому аспекті розглянемо різні види вібраційної взаємодії робочих органів з ґрунтом, умови виникнення удару та вибір оптимальних параметрів системи на основі амплітудно-частотних характеристик коливального руху ґрунтообробних робочих органів.

Розглянемо рух пружної культиваторної лапи 1 з важелем 2 (рисунок 2.3 а).

Рисунок 2.3 – Схеми дії сил у коливальних важелевих системах: а) з одним ступенем свободи; б) з двома ступенями свободи.

На лапу 1 діють зовнішні сили: P – вага лапи, F – опір ґрунту, F_y – пружність пружини, що має жорсткість C .

Амплітуди коливань лапи A_1 і віброударного важеля A_2 дорівнюють:

$$A_1 = \frac{H_1(gm_2h_2 - J_2\omega^2)}{[g(m_1h_1 + m_2h_2) - (J_1 + J_2)\omega^2](gm_2h_2 - J_2\omega^2) - J_2^2\omega^4} \quad (2.6)$$

де $H_1 = An, \omega = 2nk$

$$A_2 = \frac{-H_1J_2\omega^2}{[g(m_1h_1 + m_2h_2) - (J_1 + J_2)\omega^2](gm_2h_1 - J_2\omega^2) - J_2^2\omega^4} \quad (2.7)$$

Визначені за формулами (2.7) і (2.8) амплітуди коливань склали: для лапи $A_1 = 0,004 - 0,007$ м, для віброударного важеля $A_2 = 0,005 - 0,009$ м у діапазоні частот $\omega = 8 - 14$ с⁻¹.

З рівнянь (2.7) і (2.8) випливає:

$$|A_1 - A_2| = \frac{H_1gm_2h_2}{[g(m_1h_1 + m_2h_2) - (J_1 + J_2)\omega^2](gm_2h_1 - J_2\omega^2) - J_2^2\omega^4} \neq 0 \quad (2.8)$$

Це підтверджує можливість зіткнення елементів системи, а сила удару залежить від величини $|A_1 - A_2|$. Таким чином, отримані теоретичні залежності, що визначають силові та амплітудно-частотні характеристики коливальних систем із зіткненням елементів, можна використовувати при проектуванні вібраційних та віброударних робочих органів ґрунтообробних машин.

2.3 Обґрунтування місця прикладання сили від важеля віброударного механізму до стійки культиваторної лапи

З метою підвищення ефективності ударного впливу на С-подібну пружну стійку культиваторної лапи необхідно визначити місце прикладання до стійки сили від віброударного механізму. У загальному випадку можна розглянути умову рівноваги діючих сил, прикладених до культиваторної лапи з підпружиненою пружною С-подібною стійкою (рисунком 2.4).

Рисунок 2.4 – Схема силової взаємодії з ґрунтом віброударного робочого органу на пружній С-подібній стійці

Умова рівноваги системи зображеної на рисунку 2.4, має такий вигляд:

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0 \\ \sum Y_i &= 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\sum X_i = 0$$

З урахуванням напрямків дії розглянутих сил на підставі (2.9) отримуємо:

$$P_1 l_1 + P_2 c - F_{r,ax} h_c = 0, \quad (2.10)$$

$$P_2 - P_1 \sin \alpha_1 = 0, \quad (2.11)$$

$$P_{r,ax} - P_1 \cos \alpha_1 = 0, \quad (2.12)$$

де P_1 – сила, що створюється віброударним механізмом, Н;

P_2 – сила пружності пружини, Н;

P_{max} – максимальна сила опору руху культиваторної лапи в ґрунті, Н;

l – відстань від осі кріплення пружини С-подібної стійки до осі пружини, м;

h_2 – лінія дії сили, що створюється віброударним механізмом, м;

h_c – плече дії сили опору руху культиваторної лапи в ґрунті, м;

α_1 – кут нахилу осі віброударного механізму до горизонталі, град.

Кут нахилу осі віброударного механізму до горизонталі:

$$\alpha_1 = \arctg \frac{P_2}{P_{max}}, \quad (2.13)$$

Щоб визначити висоту розташування місця кріплення віброударного механізму на С – подібній стійці культиваторної лапи, знайдемо координати точки перетину дуги кола радіусом R , якою опирається криволінійна частина стійки, з прямою, що проходить через крайню точку носка культиваторної лапи під кутом α_1 у прямокутній системі координат XOY (рисунк 2.4).

З урахуванням прийнятих позначень: $h_1 = y$, $b = h_c - R$, при умові $h_1 > 0$ Вираз для визначення висоти кріплення віброударного механізму на С-подібній стійці культиваторної лапи має вигляд:

$$h_1 = \sin^2 \alpha_1 \left[(h_c - R) + \sqrt{\frac{R^2 - (h_c - R)^2 \cos^2 \alpha_1}{\sin^2 \alpha_1}} \right] \quad (2.14)$$

Рисунок 2.5 – Схема культиваторної лапи на пружній С-подібній стійці з важелевим віброударним механізмом

Для забезпечення зіткнення важеля-ударника з ковалдом, розташованим на зазначеній вище висоті h_1 на стійці необхідно визначити довжину важеля важелевого віброударного механізму залежно від кута β його положення щодо горизонтальної балки рами (рисунок 2.5). При заданому куті β та висоті розташування h_1 довжина l_M важеля віброударного пристрою визначається за виразом:

$$l_M = \frac{h_c - h_1}{\sin \beta} \quad (2.15)$$

З урахуванням виразу (2.14) отримаємо:

$$l_M = \frac{h_c - \sin^2 \alpha_1 \left[(h_c - R) + \sqrt{\frac{R^2 - (h_c - R)^2 \cos^2 \alpha_1}{\sin^2 \alpha_1}} \right]}{\sin \beta} \quad (2.16)$$

Отриманий вираз (2.16) визначив, що оптимальна довжина важеля l_M для робочого органу культиватора КПС-4М дорівнює 0,22 м, а висота зіткнення ударника $h_1 = 0,4$ м.

Розглядаючи рух шарнірно підвішеного молоткового ударника на основі рівняння для частоти його коливань, знайдемо масу молотка m :

$$m = \frac{J_M \omega^2}{g l_M} \quad (2.17)$$

де J_M – момент інерції важеля ударника;

ω – частота коливань важеля ударника;

g – прискорення вільного падіння;

l_M – довжина важеля ударника.

у результаті розрахунків за формулою (2.17) для діапазону частот вібрації $\omega = 8 - 14 \text{ с}^{-1}$ при довжині важеля $l_M = 0,22 \text{ м}$ побудовано графік залежності маси m ударника від частоти вібрації ω .

Рисунок 2.6 – Графік залежності маси молоткового ударника від частоти вібрації

З наведеного графіку видно, що оптимальна маса молоткового ударника, при якій частота його коливань знаходиться в середині розглянутого діапазону, становить 4,0 кг.

2.4 Теоретичні основи автоколивальної віброударної взаємодії робочих органів культиваторів із ґрунтом

Під час обробки ґрунту культиваторна лапа з пружною стійкою здійснює коливальний рух зі змінною частотою під дією змінного опору ґрунту у періодичних фазах стискання та розривання ґрунтових грудок.

З метою забезпечення виникнення автоколивальної резонансної взаємодії культиваторної лапи з ґрунтом пропонується включити до конструктивної схеми культиваторного робочого органу механізм із рухомими масами, розділеними пружними елементами різної жорсткості (рисунок 2.7).

Рисунок 2.7 – Схема робочого органу культиватора з механізмом автоколивальної віброударної взаємодії з ґрунтом: 1 – лапа; 2 – пружна стійка; 3 – важіль; 4 – нижня рухома маса; 5 – верхній пружний елемент; 6 – верхня рухома маса; 7 – ударні виступи; 8 – циліндрична вертикальна вісь; F – сила опору при просуванні лапи в ґрунті.

У схемі робочого органу культиватора, наведеної на рисунку 2.7, за узагальнені координати візьмемо вертикальні зміщення y_1 і y_2 мас m_1 і m_2 з положення рівноваги. Розглянемо розподіл енергій у цій системі робочого органу культиватора з рухомими масами на пружних елементах. Вираз для визначення кінетичної енергії K у цій системі матиме такий вигляд:

$$K = 0,5 (m_1 y_1^2 + m_2 y_2^2) \quad (2.18)$$

Потенційну енергію такої системи можна визначити як

$$U = 0,5 [(\lambda_1 \lambda_2) y_2 - 2\lambda_2 y_1 y_2 + \lambda_2 y_2^2] \quad (2.19)$$

Тоді формули для обчислення частот головних коливань нижньої та верхньої рухомих мас на пружних елементах у складі робочого органу культиватора матимуть такий вигляд: для нижньої рухомої маси:

$$k_1 = \sqrt{\frac{\lambda_2 m_1 + (\lambda_1 + \lambda_2) m_2}{2m_1 m_2}} \sqrt{\left(\frac{\lambda_2 m_1 + (\lambda_1 + \lambda_2) m_2}{2m_1 m_2}\right)^2 - \frac{\lambda_1 \lambda_2}{m_1 m_2}} \quad (2.20)$$

для верхньої рухомої маси:

$$k_2 = \sqrt{\frac{\lambda_2 m_1 + (\lambda_1 - \lambda_2) m_2}{2m_1 m_2} + \sqrt{\left(\frac{\lambda_2 m_1 + (\lambda_1 + \lambda_2) m_2}{2m_1 m_2}\right)^2 - \frac{\lambda_1 \lambda_2}{m_1 m_2}}} \quad (2.21)$$

Визначені за формулами (2.20) і (2.21) оптимальні частоти коливань склали:

$$k_1 = 6,6 \text{ с}^{-1}, k_2 = 14,7 \text{ с}^{-1}.$$

Мінімальне та максимальне зусилля розпушування ґрунту визначаються за формулою [13]:

$$R_{ckmin} = \frac{2S_d}{\pi^2 v_{max}} \quad (2.22)$$

$$R_{ckmax} = \frac{2S_d}{\pi^2 v_{min}} \quad (2.23)$$

$$R_{ckср} = \frac{R_{ckmin} + R_{ckmax}}{2} \quad (2.24)$$

де R_{ckmin} і R_{ckmax} – показник деформації ґрунту, відповідно мінімальний і максимальний;

S – площа робочої поверхні лапи.

Жорсткість нижнього та верхнього пружних елементів визначається за такими формулами:

$$\lambda_1 = \frac{R_{ckmin}}{(i-1)x_1} = \frac{R_{ckmin} \cdot 2R_{ckmin}}{(2-1)m_1 v_1^2} = \frac{2R_{ckmin}^2}{m_1 v_1^2} \quad (2.25)$$

де x_1 – деформація нижнього пружного елемента, що визначається за виразом:

$$x_1 = \frac{m_1 v_1^2}{2R_{ckmin}} \quad (2.26)$$

де v_1 – швидкість переміщення нижньої маси, м/с;

i – кількість мас у механізмі, у даному випадку $i = 2$.

$$\lambda_2 = \frac{R_{ckmax}}{(i-1)x_2} = \frac{F_{ck,max} \cdot 2R_{ckmax}}{(2-1)n_2 v_2^2} = \frac{2R_{ckmax}}{m_2 v_2^2} \quad (2.27)$$

де x_2 – деформація верхнього пружного елемента, що визначається за виразом:

$$x_2 = \frac{m_2 v_2^2}{2R_{ckmax}} \quad (2.28)$$

де v_2 – швидкість переміщення верхньої маси, м/с.

Якщо пружний елемент виконаний у вигляді пружини, то кількість витків нижньої та верхньої пружин визначається за такими формулами:

$$n_1 = \frac{Gd^4}{8D^3\lambda_1} \quad (2.29)$$

где G – модуль зсуву матеріалу пружного елемента;

d – діаметр прутка;

D – середній діаметр пружини.

$$n_2 = \frac{Gd^4}{8D^3\lambda_2} \quad (2.30)$$

Визначивши жорсткість нижнього та верхнього пружних елементів за формулами (2.25) та (2.26) з урахуванням мінімального та максимального значень деформаційного показника ґрунту, що обробляється культиваторним робочим органом за формулами (2.20) та (2.21), визначаються величини часто коливань нижньої та верхньої рухомих мас, що забезпечують роботу культиваторної лапи в авторезонансному віброударному режимі (рисунок 2.8).

Рисунок 2.8 – Схема робочого органу культиватора з механізмом віброударної взаємодії з ґрунтом з одним ступенем свободи: 1 – лапа; 2 – пружна стійка; 3 – кронштейн; 4 – пружний елемент; 5 – рухома маса; 6 – ударні виступи; 7 – вертикальна циліндрична вісь; F – сила опору просуванню лапи в ґрунті; P – періодична збуджуюча сила

Вираз для визначення оптимальної частоти коливань у системі з рухомою масою m_1 на пружному елементі жорсткістю λ_1 у складі робочого органу культиватора у такому вигляді:

$$k = \sqrt{\frac{\lambda_1}{m_1}} \quad (2.31)$$

Оптимальна частота коливань, визначена за формулою (2.31) $k = 8,5 \text{ с}^{-1}$.

Таким чином, отримані значення величин рухомих мас і жорсткостей пружних елементів підходять як для механізму автоколивальної віброударної взаємодії з ґрунтом культиваторного робочого органу з двома рухомими масами, так і з однією рухомою масою.

2.5 Теоретичні передумови віброударного впливу крил культиваторної лапи на ґрунт

Розглянемо різні схеми розташування віброударних елементів на крилах культиваторної лапи з метою обґрунтування оптимальних параметрів і характеристик процесу віброударного впливу (рисунок 2.9).

Рисунок 2.9 – Схема розташування віброударних механізмів на крилах культиваторної лапи

Розташовані симетрично відносно пружної стійки віброударні механізми під час роботи створюватимуть крутний момент, що викликає крутильні коливання робочого органу. Величина обертового моменту, що виникає:

$$M_{об} = |m_1 \ddot{x}_1 - m_2 \ddot{x}_{-1}| \cdot d, \quad (2.32)$$

де d – величина зсуву ударника відносно носка лапи.

Двічі диференціюючи вирази (2.26) і (2.28), отримаємо:

$$\ddot{x}_1 = \frac{a^* e \omega}{c_1^2 - \omega^2} (\cos \omega t - \cos c_1 t) \quad (2.33)$$

$$\ddot{x}_1 = \frac{a^* e \omega}{c_1^2 - \omega^2} (-\omega \sin \omega t + c_1 \sin c_1 t) \quad (2.34)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{a^* e \omega}{c_2^2 - \omega^2} (\cos \omega t - \cos c_2 t) \quad (2.35)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{c_2 e \omega}{c_2^2 - \omega^2} (-\omega \sin \omega t + c_2 \sin c_2 t) \quad (2.36)$$

Підставляючи вирази (2.34) і (2.34) у (2.32), отримаємо:

$$\begin{aligned} M_{\text{кр}} &= \left[\frac{m_1 a^* e \omega}{c_1^2 - \omega^2} (-\omega \sin \omega t + c_1 \sin c_1 t) - \frac{m_2 a^* e \omega}{c_2^2 - \omega^2} (-\omega \sin \omega t + c_2 \sin c_2 t) \right] \cdot d = \\ &= a^* e \omega d \left[\frac{m_1}{c_1^2 - \omega^2} (-\omega \sin \omega t + c_1 \sin c_1 t) - \frac{m_2}{c_2^2 - \omega^2} (-\omega \sin \omega t + c_2 \sin c_2 t) \right] = \\ &= a^* e \omega d \left[\frac{m_1 c_1 \sin c_1 t}{c_1^2 - \omega^2} - \frac{m_2 c_2 \sin c_2 t}{c_2^2 - \omega^2} + \omega \left(\frac{m_2}{c_2^2 - \omega^2} - \frac{m_1}{c_1^2 - \omega^2} \right) d \sin \omega t \right]. \quad (2.37) \end{aligned}$$

Регулюючи параметри системи c_1, c_2, m_1, m_2, d , слід забезпечити максимальне значення M , що визначається рівнянням (2.37).

Висновки до розділу:

- запропонована реологічна модель ґрунту при віброударному впливі поєднує, окрім найпростіших тіл Гука, Ньютона та Сен-Венана, вперше запропоноване та додатково введене тіло, представлене поєднанням змінного ударного контактування пружних півсферичних, еліптичних або конічних елементів. Рівняння стану запропонованого віброударного тіла, що пов'язує напруження та деформації, включає нову узагальнену характеристику властивостей ґрунту – деформаційний показник ґрунту ν та коефіцієнт бічного розширення μ ;

- розклад механічного імпульсу сили, відповідно до наведеної графічної залежності, показує, що процес впливу робочого органу на ґрунт включає

періодичні фази стиснення та руйнування ґрунту зі зростанням зусилля відривання ґрунту наприкінці фази стиснення та зменшення діючого зусилля у фазі руйнування,

– введення віброударного впливу дозволяє досягти граничного зусилля відколювання ґрунту за короткий проміжок часу стиснення ґрунту та зменшити шлях його переміщення, що сприятиме зниженню опору робочого органу та підвищенню інтенсивності руйнування ґрунту;

– проведений структурний аналіз запропонованого чотириланкового важелевого віброударного механізму робочого органу культиватора показав, що залежно від силового впливу, відповідно до фаз деформації та руйнування ґрунту, ступінь його рухливості, будучи змінною величиною, змінюється від одиної в кінці фази стиснення до двох – на початку цієї фази, що дозволяє йому адаптуватися до мінливих умов і стану ґрунту;

– отримані аналітичні вирази для визначення оптимальних режимів вібраційного впливу на ґрунт дають змогу визначити характер коливального руху робочого органу культиватора в ґрунті залежно від різних законів зміни діючих сил відповідно до мінливих ґрунтових умов;

– отримано аналітичні залежності для визначення максимального обертового моменту, що викликається крутільними коливаннями в горизонтальній площині культиваторних лап.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Відповідно до поставлених завдань програма експериментів передбачала: розробку установки для випробування робочих органів культиваторів із важелевими віброударними механізмами; конструктивне виконання важелево-віброударних механізмів робочих органів; визначення фізико-механічних властивостей ґрунту; лабораторні дослідження (визначення оптимальних параметрів частоти та амплітуди коливань залежно від конструктивних параметрів (маса ударника, довжина важеля, відстань між важелем і віброударним механізмом), вплив частоти та амплітуди коливань на опір робочого органу; визначення залежності опору досліджуваних робочих органів від швидкості руху та глибини обробки ґрунтового шару); польові випробування (порівняльний аналіз якісних та енергетичних показників роботи серійних та експериментальних важельних віброударних робочих органів культиватора КПС-4М).

Для дослідження якісних показників роботи експериментальних важельних віброударних та серійних культиваторних робочих органів у польових і лабораторних умовах використовувалося нещодавно розроблене та модернізоване обладнання, яке давало змогу реєструвати отримані результати вимірювань на персональному комп'ютері.

Дослідження впливу на ґрунт культиваторними робочими органами проводилося з використанням засобів фіксації енергетичних показників процесу культивації та здійснювалося за допомогою цифрової відеокамери з щосекундною обробкою даних на персональному комп'ютері. У процесі дослідження робочих органів здійснювалося електронний запис амплітудно-частотної характеристики. Порівняльні значення тягового опору експериментального та серійного робочого органу використовувалися для оцінки енергетичних показників обробки ґрунту.

Головними конструкціями експериментальних зразків робочих органів з віброударними механізмами важельного типу розроблені відповідно до параметрів їхніх конструктивних елементів, обґрунтованих у теоретичних передумовах (розділ 2). За розробленою конструктивною схемою (рисунок 2.2) спроектовані та

виготовлені ґрунтообробні робочі органи культиватора з важелевими віброударними механізмами (рисунки 3.1).

Рисунок 3.1 – Експериментальні зразки робочих органів культиватора з важелевими віброударними механізмами: а) з відбивачем від нижньої частини лапи; б) з відбивачем від верхньої частини пружної стійки.

Представлені робочі органи культиватора містять культиваторну лапу 2, встановлену на рамі 1 на пружній стійці 3 з важелевим віброударним механізмом. Ударник 4 важелевого віброударного механізму розташований на кінці важелі 5, рухливе кріплення якого на стійці дозволяє змінювати його положення. Коливальний рух матиєвикового ударника обмежений відбивачами, розташованими на стійці та пружному обмежувачі 6.

Під час руху робочого органу (розпушування) у ґрунтовому шарі виникають коливання пружної стійки 3 під дією сили опору ґрунту, що змінюється за величиною. Відбувається зміщення ударника 4 в результаті відхилення пружної стійки 3 у бік, протилежний напрямку руху культиватора, під впливом сили опору ґрунту під час фази стиснення. При подальшій фазі подрібнення ґрунту відбувається різке зниження опору ґрунту робочому органу під дією сили пружності стійка 3 починає переміщатися в бік, що збігається з напрямком руху культиватора. У цей же час під дією сили інерції ударник 4 продовжує рух у бік, протилежний напрямку руху культиватора, і стикається з розташованою на пружному обмежувачі ковадлом, що призводить до зміни вектора його руху на протилежний. Продовжуючи свій рух, ударник 4 стикається з ковадлом пружної стійки 3. Частота зіткнень ударника 4 з

пружної стійкою та пружним обмежувачем може регулюватися відстанню між ковадлами.

Для дослідження умов виникнення удару та вибору оптимальних параметрів важельних віброударних механізмів (рисунок 2.3) на основі амплітудно-частотних характеристик віброударного руху розроблено зачельний коливальний ударний пристрій на стійці культиваторної лапи (рисунок 3.2).

Рисунок 3.2 – Робочий орган культиватора з важелем та дугоподібним ударником: 1 – С-подібна стійка; 2 – лапа; 3 – напівсферичний ударник; 4 – дугоподібний захль; 5 – напівсферична ковадло.

Для проведення досліджень з визначення частот головних коливань важелевого віброударного механізму з рухомими ударними масами на загальній осі важеля С-подібної стійки розроблено конструкції робочих органів культиватора за запропонованими раніше схемами (рисунок 2.6, рисунок 2.7), що включають (рисунок 3.2), встановлені на загальній осі 1 важеля пружної стійки 2 з лапою 3, рухомі ударні маси 4, розділені проміжними пружинами 5. Така конструкція дозволяє встановлювати як кілька (рисунок 3.3 а), так і одну (рисунок 3.3б) рухомих ударних мас.

Під час руху таких робочих органів відбувається коливання пружної стійки та віброударна взаємодія рухомих мас, що зумовлено змінним опором ґрунту, що сприяє виникненню автоколивального процесу роботи лапи та зниженню опору її просування в ґрунті.

Рисунок 3.3 – Робочі органи культиватора з ударними рухомими масами на загальній осі важеля С – подібної стійки: а) з двома ударними пружними масами; б) з однією ударною пружною масою: 1 – вісь; 2 – С – подібна стійка; 3 – лапа; 4 – маса ударника; 5 – проміжна пружина.

Для дослідження віброударних рухів лапи культиватора КПС-4М у горизонтальній площині на задній стороні кінців крил лапи 1 (рисунок 2.8), встановлено 2 віброударні механізми з циліндричними корпусами (рисунок 3.4).

Рисунок 3.4 – Розташування віброударних механізмів на крилах культиваторної лапи: 1 – лапа; 2 – віброударний механізм; 3 – С – подібна стійка.

Віброударні ланки віброударних механізмів, що встановлюються на кінцях крил лапи, містять (рисунок 3.5) рухомо встановлені в циліндричному корпусі 1

одну або кілька циліндричних мас з напівсферичними торцями 2 і жорстко закріплені в середині торців циліндричного корпусу напівсферичні опори 3.

Рисунок 3.5 – Складові ланки віброударного механізму крил лапи: 1 – корпус; 2 – циліндрична маса; 3 – напівсферичний упор.

Рухомі циліндричні маси, розміщені в корпусі, можуть бути розділені проміжними пружинами. Запропоновані різновиди робочих органів мультиктиваторів з важелевими віброударними механізмами різних конструкцій можуть встановлюватися на візку ґрунтового каналу а також кріпитися до рами культиваторів для суцільної поверхневої обробки ґрунту.

3.1 Установки, прилади та обладнання, що використовуються для проведення досліджень

Дослідження експериментальних важельних віброударних і серійних робочих органів культиватора КТІС-4М проводилися в ґрунтовому каналі. Ґрунтовий канал являє собою заповнену ґрунтом ємність розмірами 20000 * 25000 мм, уздовж каналу по вмонтованих рейках переміщається візок. У рух візок приводиться завдяки педальці з електроприводом

Рисунок 3.6 – Загальний вигляд ґрунтового каналу

Досліджувані робочі органи встановлюються на поперечні балки за допомогою хомутів рухомої рами пересувного візка. Пересувний візок оснащений двома гвинтовими механізмами, рухомою рамою та вертикальними напрямними для регулювання глибини ходу досліджуваних робочих органів. В умовах роботи, під час підготовки до лабораторних досліджень, у ґрунтовому каналі використовувалася одна секція водоналивного катка ЗКВГ-1,4, що приєднувалася до задньої балки візка, для ущільнення розпушеного ґрунту. В умовах ґрунтового каналу є можливість регулювання вологості ґрунту. В якості рушія застосовується асинхронний електродвигун з фазним ротором, який передавав обертальний момент через коробку передач на шків лебідки пересувного візка (рисунок 3.7).

Під час руху досліджуваних робочих органів культиватора КПС-4М на заданій глибині в ґрунтовому каналі проводився запис з'явлення опору та амплітудно-частотної характеристики руху стійки культиваторної лали. Записи проводилися за допомогою обладнання тензометричної станції 1 та відповідного.

Рисунок 3.7 – Тензометрична станція з датчиками, підключена до персонального комп'ютера: 1 – тензо станція; 2 – датчик сили; 3 – персональний комп'ютер.

Реєстрація на персональному комп'ютері параметрів віброударної взаємодії важельних віброударних робочих органів із ґрунтом здійснювалася за допомогою тензометричних датчиків сили та датчиків вібрації.

Для визначення параметрів коливань культиваторних лап використовувалися п'єзоелектричні датчики вібрації 1 (рисунок 3.8); сигнали від датчиків вібрації на робочих органах надходили через тензометричну станцію на персональний комп'ютер, і за допомогою програмного забезпечення отримували амплітудно-частотну характеристику

Рисунок 3.8 – П'єзоелектричні датчики вібрації, встановлені на С – подібній стійці з ланого та важелевому дугоподібному ударнику: 1 – датчик вібрації; 2 – стійка; 3 – лапа.

Як під час проведення лабораторних досліджень, так і під час випробувань у польових умовах для вимірювання тягового зусилля досліджуваних робочих органів використовувався тяговий динамограф ДТ-3 (рисунок 3.9). Вимірювана величина тягового опору ґрунту перетворюється гідравлічним датчиком 1 на рідинний тиск. Вимірювальний прилад 2 за допомогою паперового самописця фіксує величину рідинного тиску. Перед проведенням експериментальних досліджень і після їх закінчення проводилося тарування гідравлічного динамографа ДТ-3. При таруванні цього динамографа використовувався пружинний динамометр 3 ДПУ-0,5-2 і регульовані розтяжки 4 на рамі ґрунтового каналу (рисунок 3.9).

Рисунок 3.9 – Калібрування гідравлічного динамографа ДТ-3: 1 – гідравлічний датчик; 2 – вимірювальний прилад; 3 – пружинний динамометр; 4 – розтяжка.

Слід звернути увагу на те, що перед встановленням силового ланцюга динамографом на калібрувальну площадку візка необхідно заповнити циліндр силового ланцюга та мастилопровід приладу касторовою олією та підготувати до роботи самописець. Для заповнення олією використовується пресова маслянка. Підготовка самописця полягає в наступному: вставляється паперова стрічка на барабан самописця; вибирається необхідна пружина (на 1,2 або 3 кН) і вставляється на прилад; поєднується вістря стрілки з нульовою лінією на папері і закріплюється гайкою; заводиться пружина стрічкопротяжного механізму.

Було модернізовано гідравлічний динамограф ДТ-3 та застосовано його для визначення тягового опору досліджуваних робочих органів під час руху в

грунтового каналі. Модернізований прилад за допомогою гідравлічного датчика фіксував значення тягового опору досліджуваних робочих органів і передавав отримані дані у вигляді електричного сигналу за допомогою електронного перетворювача на персональний комп'ютер. При використанні цих приладів виготовлялися та підбиралися також пружини жорсткості яких була меншою за стандартну.

В умовах грунтового каналу вологість ґрунту визначали шляхом зважування відібраних проб на вагах ВЛК1 500, точність яких становить 0,01 г. Зважування проб проводили до висушування в сушильній шафі та після висушування, після чого обчислювали різницю у вазі проб.

Для визначення вологості ґрунту в польових умовах використовувався електронний цифровий вимірювач TP 46908. За допомогою класичного твердоміра Ю.Ю. Ревякіна з плоским індентором площею 1,2 та 1 см² визначалася твердість ґрунту.

Фактичну швидкість руху досліджуваного робочого органу визначали шляхом вимірювання часу, за який тяговий візок, за допомогою механічного секундоміра з точністю 0,2 с, проїжджав відстань довжиною 10 м, відміряну металевою мірною лінійкою. Використовуючи лінійки з ціною поділки 0,1 см, вимірювали ширину і висоту гребенів, ширину розвальних борозен, глибину ходу досліджуваних робочих органів.

Застосовуючи ящик без дна, розміром 0,5 * 0,5 * 0,4 м, проводилося визначення якості подрібнення ґрунту ящик занурювався в ґрунт на глибину його обробки досліджуваними робочими органами (рисунок 3.10).

Рисунок 3.10 – Металевий ящик для відбору шару обробленого ґрунту

Сепарація відібраних фракцій ґрунту проводилася на решітковому класифікаторі за такими фракціями: менше 25 мм; від 25 до 50 мм; від 50 до 100 мм; більше 100 мм. Вимірювання ваги відібраних ґрунтоли, фракцій проводилося на стандартних важелевих настільних вагах з точністю вимірювань до 10 г.

3.2. Методика проведення лабораторних досліджень

Ефективність теоретично обґрунтованих параметрів важельних віброударних робочих органів культиватора КПС-4М має бути підтверджена експериментальним шляхом у лабораторних умовах.

Методика визначення тягового опору та якісних показників обробки ґрунту

Застосувавши відомі методи математичного планування [22, 23], було досліджено вплив швидкості руху робочих органів та глибини їх занурення в ґрунт на тяговий опір культиватора КПС-4. Математична модель, що описує досліджувані процеси, представлена у вигляді:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i=j}^n b_{ij} x_i x_j \quad (3.1)$$

де b_0 – функція відгуку;

i, j – кодівані значення факторів;

b_0 – вільний доданок,

x_i, x_j – коефіцієнти регресії відповідних факторів.

Для запланованого факторного експерименту з дослідження залежності тягового опору від швидкості руху та глибини обробки було встановлено інтервали варіювання та рівні відповідних факторів, наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Інтервали варіювання та рівні факторів під час проведення експерименту

Інтервали варіації та рівні факторів	Фактори дослідження	
	Глибина обробки $h, 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}$	Швидкість руху $v, \text{ м/с}$
Нульовий рівень	12	1,0
Інтервал коливання	4	0,4
Нижній рівень	8	0,6
Верхній рівень	16	1,4
Кодування	%	*2

Для визначення коефіцієнтів регресії математичної моделі було проведено багатфакторний експеримент типу $N = 2^2$. Для опису залежності зниження тягового опору від швидкості та глибини обробки було складено рівняння регресії.

У двохфакторному експерименті функція відгуку описується рівнянням регресії такого вигляду:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 \quad (3.2)$$

З огляду на неоднорідність умов проведення експериментів можуть виникати систематичні похибки під час обробки результатів досліджень. Для усунення таких явищ проводилася рандомізація порядку проведення дослідів.

Ґрунт у каналі перед кожним дослідом перемішувався та вирівнювався, а при висушуванні ґрунту нижче 15-18% абсолютної вологості – зволожувався.

Значення вимірюваних показників заносилися до журналу випробувань.

Методика проведення вимірювань зусилля та амплітудно-частотної характеристики з використанням тензостанції.

ТензOMETричний датчик тягового опору TS21-T2 застосовувався для порівняльного аналізу тягового опору серійних та модернізованих важельних віброударних робочих органів. Датчик розміщувався між дишлом, з'єднаним з

тросаму приводної станції, за допомогою кріплення тягового візка, на якому встановлені досліджувані робочі органи. При контакті з ґрунтом і під час розпушування ґрунту робочі органи, закріплені на тяговій візку, відчували опір ґрунту, що передавався на датчик тягового опору. Зафіксувавши зміну тягового опору, датчик передавав у режимі реального часу сигнал у цифровому вигляді на тензометричну станцію.

У нашому випадку в якості визначального параметра виступає тяговий опір тягового візка, на якому закріплені досліджувані робочі органи.

За розробленою методикою для проведення багатofакторного експерименту в якості керуючих факторів виступали глибина обробленого шару ґрунту та швидкість обробки ґрунту робочим органом культиватора. Тяговий опір виступав у якості функції відгуку. Для кожного з визначальних відгуків у кожному окремому досліді були отримані значення тягового опору.

2.3 Методика обробки експериментальних даних

Застосовуючи методи дисперсійного аналізу та математичної статистики, було проведено обробку експериментальних даних за допомогою програмного забезпечення Microsoft Excel. Під час статистичної оцінки експериментальних даних було визначено такі показники: середнє арифметичне значення:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (3.3)$$

$$S = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1} \quad (3.4)$$

де S – поточне значення вимірюваної величини;

n – кількість вимірювань.

Дисперсія: середньоквадратичне відхилення:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (3.5)$$

коефіцієнт варіації:

$$K_B = \frac{\sigma}{\bar{x}} \cdot 100 \quad (3.6)$$

середньоквадратичне відхилення середнього арифметичного значення:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (3.7)$$

відносна похибка вибіркового середнього:

$$\rho = \frac{\sigma_0}{\bar{x}} \cdot 100 \quad (3.8)$$

Під час проведення вимірювань здійснювався відбір сумнівних результатів, що відповідали умові (правилу трьох сигм):

$$x_i - \bar{x} < 3\sigma, \quad (3.9)$$

де x_i – сумнівний результат.

Результат вимірювань, значення якого перевищувало 3σ вилучався. Мінімальна кількість вимірювань при обсязі вибірки $> 3\sigma$ визначалася за формулою:

$$n_{min} = \frac{\sigma^2 t^2}{\sigma_0^2} \quad (3.10)$$

де t – гарантійний коефіцієнт, що залежить від точності методу: $t = 2 \dots 3$.

Для невеликих об'ємів вибірки ($n < 30$) мінімальна кількість вимірювань визначається за формулою:

$$N_{min} = \frac{\alpha_{cm}^2 x_{cm}^2}{r^2} \quad (3.11)$$

де α_{cm} – коефіцієнт Стюдента;

r – точність вимірювань ($m < 5\%$).

Під час обробки результатів багатофакторного експерименту коефіцієнти рівняння регресії визначалися за такими формулами:

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{Y}_u}{n} \quad (3.12)$$

$$b_1 = \frac{\sum_{i=1}^n x_{iu} \bar{Y}_u}{n} \quad (3.13)$$

де \bar{Y}_u – середнє арифметичне значення в кожному досліді.

Після визначення коефіцієнтів рівняння регресії було проведено перевірку відтворюваності експериментів за критерієм Кохрена, оцінку значущості коефіцієнтів регресії за критерієм Стюдента та перевірку адекватності лінійної моделі за критерієм Фішера [24]. Результати комп'ютерної обробки в програмі Excel наведено в додатку 3.

Висновки до розділу:

– розроблена програма та методика проведення експериментів передбачають лабораторні дослідження впливу конструктивних і кліматичних параметрів (маси ударного важеля, місця зіткнення, амплітуди та частоти коливань, швидкості руху важільних віброударних механізмів робочих органів культиваторів на енергетичні (тяговий спір) та якісні показники обробки ґрунту (стабільність ходу по глибині, ступінь подрібнення та глибину ґрунту);

– для проведення експериментальних досліджень за параметрами, теоретично обґрунтованими в розділі 2, розроблено конструкції та виготовлено важільні віброударні механізми робочих органів культиваторів з відбивачами від верхньої частини пружної стійки, з важелем дугоподібного ударника, а також з двома та однією ударними ручковими масами на загальній осі важеля С-подібної стійки,

– для проведення лабораторних досліджень важільних віброударних механізмів робочих органів у ґрунтовому каналі вдосконалено пересувний візок шляхом встановлення додаткових кріплень для експериментальних робочих органів, пружинних і гвинтових механізмів та пристосувань для калібрування гідравлічного динамографа, датчиків зусилля та вібрації та встановлення вимірювального комплексу з тензостанцією,

– застосування у експериментальних дослідженнях виготовлених тензометричних датчиків зусилля, а також датчиків вібрації, підключених до апаратно-програмного комплексу на основі тензостанції, з'єднаної з персональним комп'ютером для визначення тягового опору робочих органів та амплітудно-частотної характеристики, дозволяє підвищити надійність і точність вимірювань, завдяки відсутності електромеханічних вузлів перетворення сигналу, скоротити тривалість проведення експериментів та обробки отриманих даних;

– застосування плану двофакторного експерименту дає змогу дослідити вплив параметрів руху (швидкість, глибина обробки) робочого органу з важелевим віброударним механізмом у ґрунті на тяговий опір та якість розпушування ґрунту.

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

4.1 Тяговий опір віброударних робочих органів культиваторів у лабораторних умовах

Відповідно до програми та методики лабораторних досліджень, наведених у розділі 3, отримано значення тягового опору та якісних показників робочих органів культиваторів із важелевими віброударними механізмами у порівнянні з серійними робочими органами культиваторів. Лабораторні дослідження проводили в ґрунтовому каналі. Значення вологості, твердості та деформаційного показника ґрунту під час проведення лабораторних досліджень наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вологість, твердість та коефіцієнт деформації ґрунту

Глибина h , м	Показник		
	Вологість W , %	Твердість σ , Н/см ²	Показник деформації σ , МПа
0-0,07	14,73-18,03	185,67-191,69	$1,87 \cdot 10^7 - 2,41 \cdot 10^7$
0,07-0,14	14,85-18,36	185,29-191,45	$1,92 \cdot 10^7 - 2,59 \cdot 10^7$
0,14-0,21	14,74-15,72	184,68-191,32	$1,95 \cdot 10^7 - 2,72 \cdot 10^7$

Під час проведення експериментальних проходів досліджувався характер взаємодії з ґрунтом культиваторної лапи на пружній стійці з важелевим віброударним механізмом, вісь підвісу якого розташована у верхній частині стійки. Для порівняння використовувалася серійна культиваторна лапа з пружною стійкою культиватора КПС-4. Частоти коливань і величини тягового опору наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Частоти коливань та тяговий опір серійного та досліджуваного робочого органу з важелевим віброударним механізмом

Показники	Робочий орган із важелевими віброударними механізмами		Серійний робочий орган культиватора КПС-4		Зниження тягового опору експериментальним робочим органом, %
	Частота коливань k , Гц	Опір тяги P , Н	Частота коливань k , Гц	Опір тяги P , Н	
Глибина експериментального проходу h , $1 \cdot 10^{-2}$ м					
4	1,55	721	0,9	890	18,9%
6	1,74	1174	1,05	1450	19,03
8	1,83	1594	1,09	1983	19,61

З таблиці 4.2 видно, що досліджуваний робочий орган має на 13- 19 % менший тяговий опір під час обробки ґрунтового шару, а також на 7–8 % вищу частоту власних коливань.

Після проведення експериментальних проходів та збору даних за допомогою програми Microsoft Office Excel було побудовано графіки залежності тягового зусилля від глибини обробки ґрунту (рисунок 4.1) та графік залежності тягового опору робочих органів від швидкості руху робочого органу (рисунок 4.2).

Рисунок 4.1 – Графік залежності тягового спору серійного P_C та віброударного P_B культиваторних робочих органів від глибини обробки ґрунту h при швидкості руху $v = 0,8$ м/с.

Рисунок 4.2 – Графік залежності тягового зусилля серійного P_C та віброударного P_B культиваторних робочих органів від швидкості руху v ґрунту при глибині обробки $h = 10 \cdot 10^{-2}$ м.

Найменший тяговий опір робочий орган культиватора має при максимальному ступені рухливості віброударних ланок. Істотний вплив на тяговий опір робочих органів культиватора має глибина обробки ґрунту. Зі збільшенням глибини обробки ґрунту в межах від 0,04 до 0,08 м (рисунк 4.1) тяговий опір робочих органів культиватора збільшується за лінійною залежністю, а площа поверхні ґрунтових агрегатів і потужність на подрібнення ґрунту лінійно зростають.

Зі збільшенням швидкості руху (рисунк 4.2) тяговий опір важельного віброударного робочого органу зростає менш істотно, ніж у серійного, внаслідок зростання частоти коливань рухомих ланок при збільшенні швидкості руху. Інтенсивність зростання тягового опору важельного віброударного робочого органу зі збільшенням швидкості руху в 1,3 рази менша, ніж у серійного.

Зниження тягового опору важелевого віброударного робочого органу становить 18–19 %, а економія потужності на обробку ґрунту досягає 15–19 % порівняно з серійним варіантом, завдяки зменшенню частоти енергоємної деформації стиснення ґрунту.

З-поміж низки конструктивних і технологічних факторів було виділено основні, що мають значний вплив на опір проходження в ґрунті пролонгованого робочого органу культиватора з важелевим віброударним механізмом, вісь підвіски якого розташована у верхній частині стійки (рисунк 3.11), а саме: маса ударника m та також зазор між ударником і відбійником-обмежувачем s . Швидкість руху та глибина були постійними й оптимальними для протікання даного технологічного процесу.

Аналіз наведених даних про цей процес дозволив встановити технологічно обґрунтовані межі, в яких можуть змінюватися фактори: маса ударника от 3,5 кг до 4,5 кг, зазор між ударником і відбійником-обмежувачем от 0,003 м до 0,009 м. Глибина обробки ґрунту була фіксованою 0,1 м, а швидкість руху змінювалася в межах от 0,9 до 1,3 м/с для отримання частоти вібрації робочого органу і молотковим ударником $\omega = 8 - 14 \text{ с}^{-1}$. За результатами експерименту побудовано графік залежності тягового опору P робочого органу від маси m молоткового ударника (рисунк 4.3).

Рисунок 4.2 – Графік залежності тягового опору робочого органу від маси молоткового ударника.

З графіка видно, що в розглянутому діапазоні тяговий опір робочого органу досягає мінімального значення при масі молоткового ударника $m = 4,02$ кг. Різниця між цим значенням і масою молоткового ударника, розрахованою за теоретичною залежністю 3,92 кг складає 2,5%, що підтверджує правильність теоретичного обґрунтування.

З метою енергетичної оцінки трьох різновидів запропонованих важельних віброударних механізмів робочих органів культиватора КПС-4М проведено порівняльні експериментальні дослідження їхньої роботи в ґрунтовому каналі з використанням методики планування та проведення багатофакторного експерименту. Тяговий опір за однакових ґрунтових умов, залежно від швидкості руху робочого органу та глибини обробки ґрунту, визначався для експериментальних робочих органів з верхньою віссю підвісу важеля ударника, з однією та двома віброударними масами на загальній осі в середній частині пружної стійки, у порівнянні з серійним робочим органом.

Вологість ґрунту залишалася в межах 17 – 19%, твердість 160 – 180 Н/см², деформаційний показник $1,82 - 2,95 \cdot 10^{-7}$ м²/Н. Опір тяги визначався при глибині обробки ґрунту 0,08, 0,12 і 0,16 м та швидкості руху робочих органів від 0,74 до 1,24 м/с.

Обробка даних здійснювалася на персональному комп'ютері з використанням математичних пакетів «Microsoft Office Excel 2010», «Mathcad 13.0» за умови апроксимації відповідних критеріїв, залежно від двох факторів: швидкості руху робочих органів та глибини обробітку ґрунту, де кодові позначення факторів, відповідно, v_1 – швидкість руху робочого органу, h_2 – глибина обробки ґрунту.

Рівняння регресії для тягового опору порівняльних експериментальних досліджень серійного та експериментального робочого органу культиватора з важелевими віброударними механізмами з верхньою віссю підвіски ударного важеля у кодованій формі отримано в такому вигляді:

$$Y_c = 3024,76 + 177,26x_1 + 335,84x_2 \quad (4.1)$$

$$Y_{EB} = 2180,30 + 145,54x_1 + 275,29x_2 \quad (4.2)$$

де Y_c , Y_{EB} – характеристика від'їзду за тяговим опором, відповідно, серійного та експериментального робочого органу з верхньою віссю підвіски важеля ударника;

x_1 , x_2 – параметри, відповідно, швидкості руху робочого органу v та глибини обробітку ґрунту h в кодированной формі.

Після виконання обчислень отримано розрахункові значення критерію Кохрена для тягового опору серійного робочого органу, що дорівнює $G_{сер} = 0,3757$, а для тягового опору експериментального віброударного робочого органу $G_{експ} = 0,4503$. З огляду на те, що для достовірної ймовірності $P = 0,95$ (5% рівень значущості) кількість незалежних значень дисперсій $N = 4$ та ступені свободи вибірки експериментальних даних $f_N = 2$, табличні значення критерію Кохрена становлять $G_{табл} = 0,76$, тоді маємо $G_{сер} = 0,3757 < G_{табл} = 0,76$ і $G_{експ} = 0,4503 < G_{табл} = 0,76$. Умова відтворюваності експериментів виконується.

Результати перевірки значимости коефіцієнтів уравнения регрессии по критерию Стьюдента показали, що при доверительной вероятности $P = 0,95$ значення коефіцієнтів x_0 , x_1 , x_2 у рівняннях регресії (4.1) і (4.2) не виходять за межі відповідних довірчих інтервалів та граничних значень рівнів значущості, тому

всі вони є значущими. Коефіцієнти регресії x_1 , x_2 у рівняннях (4.1) и (4.2) виходять за межі відповідних доступних довірчих інтервалів та граничних значень рівнів значущості, тому їх можна вважати статистично незначущими і не враховувати при розрахунках.

Перевірка адекватності математичних моделей за критерієм Фішера показала, що отримані лінійні математичні моделі є адекватними і з довірчою ймовірністю 0,95 придатні для опису досліджуваного процесу обробки ґрунту, оскільки для рівняння (4.2) $F_{\text{розрах}} = 0,2044 < F_{\text{табл}} = 7,7086$, а для уравнения (4.4) $F_{\text{розрах}} = 0,1760 < F_{\text{табл}} = 7,7086$, співвідношення між дійсними та кодованими значеннями факторів отримано у середньому вигляді:

для експериментального робочого органу

$$x_1 = \frac{v-0,95}{0,23}; x_2 = \frac{h-12}{4} \quad (4.3)$$

для серійного робочого органу

$$x_1 = \frac{v-0,97}{0,23}; x_2 = \frac{h-12}{4} \quad (4.4)$$

З огляду на наведені вище співвідношення між фактичними та кодованими значеннями факторів та результати попередньої перевірки на значущість коефіцієнтів рівнянь регресії, отримано відповідні рівняння регресії для даного експерименту у розкодованому вигляді:

$$P_c = 1269,67 + 770,65v + 83,96h \quad (4.5)$$

$$P_{\text{ЕВ}} = 1053,29 + 632,78v + 63,82h \quad (4.6)$$

де P_c , $P_{\text{ЕВ}}$ – тяговий опір, відповідно, серійного та експериментального робочого органу з верхньою віссю підвіски важеля ударника.

Графічне зображення рівнянь (4.5) і (4.6) представлені на рисунках 4.5 і 4.6.

Рисунок 4.5 – Графічне зображення залежності тягового опору P серійного робочого органу культиватора КПС-4 від швидкості руху v та глибини обробітку ґрунту h

Рисунок 4.6 – Графічне зображення залежності тягового опору експериментального віброударного робочого органа з верхньою віссю підвіски важеля ударника від швидкості руху v та глибини обробітку ґрунту h .

Отримані графіки дозволяють визначити тяговий опір у будь-якій заданій точці, тобто при будь-якій швидкості руху робочого органу та глибині обробки ґрунту в межах, допустимих агротехнічними вимогами для поверхневої обробки ґрунту, що дасть змогу підібрати найбільш оптимальні параметри. Так, з графіків на рисунках

4.5 і 4.6 видно, що тяговий опір, наприклад, при швидкості 1 м/с і глибині обробки ґрунту, що дорівнює $10 \cdot 10^{-2}$ м для серійного робочого органу дорівнює 2880Н, а для експериментального віброударного робочого органу з верхньою віссю підвіски важеля ударника становить 2374 Н, що на 17,6% менше порівняно з серійним робочим органом. Тобто оснащення робочих органів культиватора важелевими віброударними механізмами з верхньою віссю підвіски важеля ударника дозволяє знизити тяговий опір на 17 – 18%, порівняно з серійним робочим органом.

4.2 Якісні показники обробки ґрунту віброударними робочими органами в лабораторних умовах

Основним завданням проведення досліджень у ґрунтовому каналі було не лише визначення тягового зусилля експериментального робочого органу, а й визначення якісних показників обробки ґрунту. Ці показники повинні відповідати агротехнічним вимогам. Агрегатний склад ґрунту, який було оброблено серійним робочим органом, наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Склад обробленого ґрунту, що утворюється серійним робочим органом

№ досліду	Розміри грудок, мм								Загальна маса зразка	
	Понад 100 мм		50-100 мм		25-50 мм		Менше 25 мм			
	кг	%	кг	%	кг	%	кг	%	кг	%
1	0,58	6,71	0,79	9,14	2,04	23,61	5,23	60,53	8,64	100
2	0,79	7,73	1,25	12,24	1,62	15,88	6,55	64,15	10,21	100
3	0,78	8,69	0,95	10,59	1,87	20,29	5,42	60,43	8,97	100

Експериментальні прогони серійним робочим органом показали, що середнє значення кількості грудок розміром менше 25 мм становить 60–64 % від загальної маси проби, а глибистість – 6–8 %.

Аналізуючи дані таблиці 4.4, можна зробити висновок, що експериментальний робочий орган у процесі роботи, завдяки коливанням з ударами, впливає на ґрунт і позитивно впливає на процес подрібнення ґрунту.

Таблиця 4.4 – Порівняльні показники крихкості та глибини проникності ґрунту серійним та експериментальним робочим органом із важелем віброударним механізмом

№ досліду	Ступінь подрібнення, %		Глибистість, %	
	Серійний робочий орган	Експериментальний віброударний робочий орган	Серійний робочий орган	Експериментальний віброударний робочий орган
1	61,53	71,23	6,71	3,27
2	64,15	78,97	7,73	3,92
3	61,49	75,18	8,69	4,85
Середнє значення	62,39	76,12	7,71	4,01

Як видно з таблиці 4.4, порівняно з серійним, експериментальний важельний віброударний робочий орган забезпечує збільшення ступеня подрібнення ґрунту на 12–14 % та зменшення грудкуватості в 1,7–1,8 рази.

Результати експериментальних досліджень підтвердили висунуту гіпотезу про позитивний вплив змінного ступеня рухливості та коливань ґрунтообробних робочих органів культиваторів, що використовують кінетичну енергію рухомих мас, на ступінь подрібнення ґрунту та енерговитрати.

Проведені лабораторні дослідження показали ефективність застосування важельних віброударних механізмів у конструкціях робочих органів культиваторів.

Висновки до розділу:

– за результатами проведених експериментів у ґрунтовому каналі робочий орган із важелевими віброударними механізмами забезпечує зниження тягового опору на 17–19 % та підвищення частоти власних коливань на 7–8 % порівняно із серійними робочими органами. Зі збільшенням глибини обробки від $4 \cdot 10^{-2}$ до $12 \cdot 10^{-2}$ м і швидкості руху від 1,0 до 1,5 м/с тяговий опір порівнюваних робочих органів лінійно зростає, при зниженні в 1,3 рази інтенсивності зростання тягового

зусилля робочого органу з важелевими віброударними робочими органами, порівняно з серійними. Ступінь подрібнення ґрунту експериментальним робочим органом, у порівнянні з серійним, збільшується на 12–14 %, а грудкуватість зменшується в 1,7–1,8 рази.

– визначено оптимальні параметри важеля ударника віброударного механізму з урахуванням діапазонів зміни його маси від 3,5 кг до 4,5 кг та зазору між ударниками й відбійниками в межах від 0,003 м до 0,009 м. Оптимальними для зменшення тягового зусилля є маса ударника $m = 4,0$ кг і зазор між ударником та відбійником $s = 0,006$ м.

– порівняльними експериментальними дослідженнями серійних і робочих органів з важелевими віброударними механізмами, маси яких розташовані на загальній осі важеля пружної стійки, встановлено, що більшого зниження тягового опору (на 14-15%) забезпечує одномасовий важільний віброударний механізм порівняно з двомасовим, що дає зниження тягового опору на 11-12% порівняно з серійними робочими органами.

– в умовах лабораторного експерименту в ґрунтового каналі експериментальний робочий орган із важелевим віброударним механізмом під час поверхневої обробки ґрунту забезпечував ступінь його подрібнення в межах 75–76 %, а глибину розпушування – 4–5 %, що в 1,5 рази менше глибини розпушування, створюваної серійним робочим органом, і за стійкістю ходу відповідав агротехнічним вимогам.

РОЗДІЛ 5. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБОК

5.1 Охорона праці

Механічний розробіток ґрунту залишається одним із найбільш енергоємних і, водночас, небезпечних технологічних процесів у рослинництві. Дільниця з удосконалення та технічного обслуговування культиваторів із віброударними механізмами робочих органів є специфічним виробничим середовищем, де персонал зазнає одночасного впливу кількох і шкідливих факторів. Серед них особливе місце займають вібрація, підвищений рівень шуму, запиленість та ризик механічних травм. Актуальність системного підходу до моніторингу умов праці на таких дільницях зумовлена як зростаючою складністю конструкцій агрегатів, так і ужорсточенням вимог охорони праці, що встановлюються міжнародними стандартами та законом [30].

На дільниці із удосконалення віброударних механізмів культиваторів виконується широкий спектр операцій таких як демонтаж та монтаж пружних С-подібних стійок, регулювання кутів встановлення лап, випробування ударних механізмів у лабораторних умовах, а також слюсарна обробка металевих деталей. Під час виробувальних запусків збуджуються вільні та примусові коливання конструктивних елементів, амплітуда яких можуть досягати значних рівнів залежно від жорсткості пружного елемента й опорного ґрунтового стенда. Персонал, зайнятий на таких операціях, нерідко перебуває в безпосередній близькості від джерела коливань, що становить потенційний ризик вібраційного впливу на опорно-руховий апарат.

Загальна вібрація, яку передає рама агрегату на підлогу стенда і далі через взуття на тіло оператора, відноситься до категорії загальної вібрації. Лефтеріс Бенос (Lefteris Benos) із колективом науковців у систематичному огляді, присвяченому ергономії механізованих операцій в агровиробництві, констатували, що машини із сидінням і рамою, які передають коливання на тіло оператора, найчастіше спричиняють больові розлади поперекового відділу хребта. Хоча зазначена робота стосується трактористів, виявлені закономірності передачі вібрації залишаються актуальними і для стаціонарних стендових умов.

Сучасна парадигма промислової безпеки передбачає перехід від реактивного реагування на нещасні випадки до проактивного контролю умов роботи в режимі реального часу. Колектив дослідників на чолі із Гусеппе Аелло (Giuseppe Aiello) розробили систему на основі машинного навчання, яка використовує мініатюрний переносний акселерометр для реєстрації вібраційних навантажень і класифікації видів діяльності оператора в реальних виробничих умовах під час збиральних операцій [26]. Ключовим результатом досліджень є доведена можливість безперервного картування вібраційного ризику без переривання виробничого процесу. Переносючи такий підхід на умови стендової дільниці, виправдано встановлення трьохосових акселерометрів безпосередньо на вузлових точках рами стенда, а також мінідатчиків на зап'ясті та попереку оператора.

Удосконалення віброударних механізмів культиваторів передбачає відпрацювання нових конструктивних рішень у режимі натурних випробувань. Зокрема, використання пружинних С-подібних стійок із гемісферичними ударниками між витками пружини генерує специфічний спектр коливань, в якому превалюють ударні складові з різко вираженою непостійністю амплітуди. Такий непередбачуваний характер збудження ускладнює нормування вібраційного ризику та вимагає застосування методів безперервного моніторингу замість разових вимірювань. Саме тому інтеграція переносних сенсорів, систем збору даних і хмарної аналітики виглядає як найбільш перспективна архітектура системи охорони праці для подібних дільниць.

Систематизація виробничих ризиків, безперервний інструментальний моніторинг вібраційного та акустичного навантаження на основі IoT і машинного навчання, а також поєднання технічних і організаційних заходів є необхідними умовами забезпечення безпеки персоналу на дільниці із удосконалення віброударних механізмів робочих органів культиваторів. Результати моніторингу доцільно зберігати в централізованій базі даних і регулярно порівнювати з гігієнічними нормативами ISO 2631-1 та відповідними директивами ЄС, адаптованими до національного законодавства.

5.2 Екологічна експертиза

Розробка та впровадження важливих віброударних механізмів культиваторів потребує екологічної експертизи. Без неї не обійтись: техніка впливає на ґрунт, повітря, водні ресурси і біоту агроєкосистем одночасно.

Завдання експертизи – перевірити відповідність проектних параметрів нормативам, оцінити ризики деградації ґрунту і визначити, як мінімізувати шкоду [27–31].

Віброударний спосіб обробітку принципово відрізняється від традиційного. Амплітуда коливань робочих органів – 5–15 мм, частота – 8–25 Гц. Такі параметри специфічно деформують ґрунтовий моноліт. Надмірна інтенсивність ударів руйнує агрегатний склад ґрунту і підвищує вразливість до водної та вітрової ерозії. Питомий тиск на ґрунт для більшості угідь не повинен перевищувати 0,15–0,20 МПа. Це один із ключових показників при оцінці.

Рівень звукового тиску в зоні оператора – не більше 80 дБА згідно з ДСТУ. Вібрація, що передається через раму агрегату на робоче місце тракториста, оцінюється за граничними значеннями для рук і тіла.

Інтенсивне перемішування верхнього шару ґрунту б'є по ґрунтовій біоті. Чисельність дощових черв'яків після обробітку скорочується на 18–35% порівняно з традиційними методами – за даними польових досліджень. Цей показник обов'язковий при оцінці.

За підсумками комплексного аналізу формується висновок щодо допустимості механізму в конкретних агроєкологічних умовах. Позитивний висновок дає підставу для видачі дослідної документації і запуску техніки у виробництво. Якщо виявлені невідповідності, проект повертають на доопрацювання із зазначенням конкретних параметрів для зміни.

5.3 Економічна ефективність розробки

Економічна ефективність застосування експериментальних робочих органів культиваторів із важелевими віброударними механізмами досягається завдяки зниженню експлуатаційних витрат за рахунок зменшення енерговитрат на обробіток ґрунту [28].

Встановлення на культиватор КПС-4 робочих органів з обґрунтованими ними параметрами важельних віброударних механізмів дозволить зменшити тяговий опір агрегату, що призводить до підвищення продуктивності за рахунок збільшення робочої швидкості руху агрегату.

Для визначення економічної ефективності розробки порівнюють експлуатаційні та приведені витрати на роботу базового культиватора та культиватора, оснащеного розробленими робочими органами [29, 32].

Для розрахунку ефективності модернізованого культиватора КПС-4М розраховуємо експлуатаційні та приведені витрати базової конструкції та запропонованого культиватора. Культиватори працюють у комплекті з тракторами Т-150К. Розраховані показники економічної ефективності наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Економічна ефективність

Показники	Агрегат		Різниця	
	модерніз.	базовий		
	Т-150К + КПС-4М	Т-150К + КПС-4		
1	Річне нарахування, год.	300	300	–
2	Додаткові капітальні вкладення, грн.	45/37	–	+45/37
3	Годинна продуктивність, га/год	3,2	2,6	+0,6
4	Витрата палива, кг/га	7,5	9,3	–1,8
5	Зарплата, грн./га	33,9	41,8	–7,9
6	Вартість пального, грн./га	397	492	–95

7	Відшкодування на амортизацію та технічне обслуговування, грн./га	125	139	-14
8	Питомі експлуатаційні витрати, грн./га	556	673	-117
9	Питомі приведені витрати, грн./га	631	757	-126
10	Сезонна економія експлуатаційних витрат, тис.грн	-	-	112,3
11	Економія сезонних приведених витрат, грн	-	-	120960
12	Термін окупності, роки	-	-	0,4
13	Чистий дисконтований дохід, грн.	458100	-	458100

Висновки до розділу:

Дані таблиці 5.1 показують, що запропонована конструкція культиватора КПС-4М, оснащена розробленими робочими органами з важелевими віброударними механізмами, при капітальних вкладеннях у розмірі 45737 грн. дає економічний ефект у розмірі 120960 грн. За умови сезонної економії експлуатаційних витрат у розмірі 112300 грн. модернізація окупиться за 0,4 року. Чистий дисконтований дохід за весь розрахунковий термін експлуатації становить 458100 грн.

ВИСНОВКИ

У проведених дослідженнях здійснено теоретичне узагальнення та запропоновано нове рішення наукової задачі, яке полягає в обґрунтуванні оптимальних параметрів важельних віброударних механізмів робочих органів культиваторів, що забезпечують зниження енергоємності та підвищення якості поверхневої обробки ґрунту.

1. Аналіз існуючих способів та конструкцій робочих органів культиваторів дозволив встановити, що найбільш прийнятним для подальшого дослідження є поєднання силових дій важеля та удару в конструкції важелевого віброударного механізму зі змінним ступенем рухливості на робочому органі культиватора для поверхневої обробки ґрунту, що забезпечує реалізацію періодичних фаз деформації та руйнування.

2. Запропонований новий реологічний віброударний елемент у поєднанні з простими елементами Гука, Гіттона та Сен-Венана дозволив удосконалити та описати реологічну модель ґрунту під час віброударного впливу на нього деформатора, з урахуванням деформаційного показника ґрунту. На цій основі розроблено та реалізовано кінематичну схему важелевого віброударного механізму робочого органу культиватора з коливним важелевим ударником і змінним ступенем рухливості, що дозволяє, у процесі розкладання механічного імпульсу сили при ударі, забезпечити підвищення ступеня подрібнення ґрунту та зниження тягового опору робочого органу.

3. Отримано аналітичні вирази на основі рівнянь Лагранжа другого роду для визначення оптимальних режимів віброударного впливу на ґрунт залежно від законів зміни діючих сил відповідно до м'яких ґрунтових умов. Визначено умови виникнення удару та вибору оптимальних параметрів віброударної системи на основі амплітудно-частотних характеристик колиального руху ґрунтообробного робочого органу. Отримано вирази, що дозволили визначити, з урахуванням їх маси та моментів інерції, частоти та амплітуди коливань культиваторної лапи та віброударного важеля з верхньою віссю підвісу: для лапи $A_1 = 0,004 - 0,007$ м, для віброударного важеля $A_2 = 0,005 - 0,009$ м у діапазоні частот $\omega = 8 - 14$ с⁻¹. Для культиваторної лапи та віброударного важеля з кріпленням у центральній частині

стійки на спільній осі двох пружних мас оптимальні частоти коливань становили: для лапи $k_1 = 6,7 \text{ с}^{-1}$ та для віброударного важеля $k_2 = 14,7 \text{ с}^{-1}$. Для культиваторної лапи та віброударного важеля з кріпленням у центральній частині стійки на загальній осі однієї підпружиненої маси оптимальна частота коливань становила $k = 8,5 \text{ с}^{-1}$.

4. На основі аналізу системи силової взаємодії віброударного робочого органу з ґрунтом було отримано залежність для визначення оптимального місця зіткнення ударника з пружною стійкою, що визначається висотою його встановлення та довжиною важеля віброударного механізму. Для робочого органу культиватора КПС-4М оптимальна довжина віброударного важеля склала 0,22 м, а висота його зіткнення по стійці – 0,4 м. Найбільший ефект щодо зниження тягового опору досягається при масі ударника m , що дорівнює 4,0 кг, і зазорі між ударником і відбійником S , що дорівнює 0,006 м.

5. Застосовуючи методику планування та проведення багатофакторного експерименту, встановлено, що в умовах лабораторних досліджень у ґрунтовому каналі найефективнішою серед розглянутих конструкцій запропонована конструкція важелевого віброударного механізму з верхньою віссю підвіски важеля ударника в робочому органі культиватора, яка забезпечує зниження тягового опору на 17–18% та підвищення частоти власних коливань на 7–8%, у порівнянні з серійним робочим органом. При загальному зростанні тягового опору порівнюваних робочих органів зі збільшенням швидкості руху та глибини обробки ґрунту інтенсивність зростання тягового опору робочого органу з важелевим віброударним механізмом у 1,3 рази менша, порівняно з серійним. По відношенню до серійного робочого органу елітомасовий віброударний механізм з важелем у середній частині пружної стійки забезпечує зниження тягового опору експериментального робочого органу на 14–15%, а дремасовий – зниження тягового зусилля на 11–12%.

6. Результати визначення техніко-економічної ефективності показали, що порівняно із серійними конструкціями, оснащення робочих органів культиваторів важелевими віброударними механізмами дозволяє знизити витрати праці на 16,6%, а витрату паливно-мастильних матеріалів – у 1,24 рази. Річний економічний ефект

від застосування культиваторного агрегату з пропонуваними віброударними робочими органами, у порівнянні з серійними, склав 120960 грн, а термін окупності додаткових капітальних вкладень у пропонувану конструкцію становить 0,4 року, чистий дисконтований дохід – 458100 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sulowski, P., Waś, A. Agriculture as Energy Prosumer: Review of Problems, Challenges, and Opportunities. *Energies*. 2024. Vol. 17, No. 21. P. 6447. <https://doi.org/10.3390/en17246447>
2. Owskiak, Z., Lejman, K., Pieczarka, K., Selutowski, T. The Impact of Shearing and Flexibility of Cultivator Tines on the Vertical Forces Value. *Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 22, No. 2. P. 69-78. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0017>
3. Wang, Y. X., Osman, A. N., Zhang, D. X., Yang, L., Cui, T., Zhong, X. J. Optimized Design and Field Experiment of a Staggered Vibrating Subsoiler for Conservation Tillage. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2019. Vol. 12, No. 1. P. 59-65. <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20191201.4297>
4. Tong, J., Jiang, X. H., Wang, Y. M., Ma, Y. H., Li, J. W., Sun, J. Y. Tillage Force and Disturbance Characteristics of Different Geometric-Shaped Subsoilers via DEM. *Advances in Manufacturing*. 2020. Vol. 8, No. 3. P. 392-404. <https://doi.org/10.1007/s40436-020-00328-x>
5. Friso, D. Study of an Optimized Mechanical Oscillator for the Forced Vibration of the Soil Cutting Blade. *Vibration*. 2023. Vol. 6, No. 1. P. 239-254. <https://doi.org/10.3390/vibration6010015>
6. Friso, D. A Study of Forced Vibrations with Nonlinear Springs and Dry Friction: Application to a Mechanical Oscillator with Very Large Vibrating Blades for Soil Cutting. *Vibration* 2025, 8, 10. <https://doi.org/10.3390/vibration8010010>
7. Попішук, О., & Загнітко, Т. (2025). Вібраційний оброботю ґрунту: аналіз технологій та перспективи застосування. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*, 351(3.1), 438-443. <https://doi.org/10.31891/2307-5737-2025-351-54>
8. Vlăduțoiu, L. C., Marin, E., Nenciu, F., Iateș, D., Persu, I. C., Cristea, M., & Manea, D. (2025). Performance Assessment of a Vibrator-Enhanced Plowing System for Improved Energy Efficiency and Tillage Quality on Compacted Soils. *AgriEngineering*, 7(9), 504. <https://doi.org/10.3390/agriengineering7090304>
9. Schwede, S., Herlitzius, T. Kennfeldidentifikation eines Grubberwerkzeuges mit variabler Geometrie [Identification of Draft Force Characteristics for a Cultivator Tool

with variable Geometry]. agricultural engineering.eu (Landtechnik), 2023. Vol. 78, No. 1. P. 53-61. <https://doi.org/10.15150/lt.2023.3288>

10. Taghavifar, A., Rakheja S., Reina G. A novel optimal path-planning and following algorithm for wheeled robots on deformable terrains, Journal of Terramechanics, Volume 96, 2021, Pages 147-157, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2020.12.001>.

11. Теслюк В. В., Шейченко В. О., Гриненко О. А. Обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів пружних стійок культиваторів для суцільного обробітку ґрунту. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. 2020. Вип. 2 (27). С. 136-144. <https://doi.org/10.31073/tekhteh27-14>

12. Guoyang Liu, Junfang Xia, Kan Zheng, Jien Cheng, Kaixuan Wang, Fong Zeng, Hongchang Wang, Zheng ruan Liu, Effects of vibration parameters on the interfacial adhesion system between soil and metal surface, Soil and Tillage Research, Volume 218, 2022, 05294. <https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105294>.

13. Ковбаса В.П., Короткевич П.С. Дослідження процесу взаємодії робочих органів з ґрунтом. *Механізація с.-г. виробництва*. Київ : НАУ, 1998. Т. 4 С. 18-25.

14. Алфьоров О. І. Динамічні характеристики робочих органів культиватора при інтенсифікованому процесі обробітку ґрунту. *Інженерія природокористування*. 2021. № 3. С. 73-81. http://npuv.gov.ua/UJRN/Iprk_2021_3_11.

15. Remez, N., Haiko, H., Dychko, A., Boiko, V., Haiko, S., & Antoniuk, O. (2024). Development of a mathematical model of dynamic soil deformation taking into account the variable coefficient of volumetric viscosity. In *E3S Web of Conferences* (Vol. 567, p. 01010). EDP Sciences. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202456701010>

16. Ekonnen Gebreslasie Gebrehiwot, Josse De Baerdemaeker, Martine Baelmans, Numerical and experimental study of a cross-flow fan for combine cleaning shoes. *Biosystems Engineering*, Volume 106, Issue 4, 2010. Pages 448-457. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2010.05.009>.

17. Bandurin M. A., Volosukhin V. A., Vanzha V. V. Research of the process of interaction of the vibrating soil-processing working tool with the soil. *Journal of Physics:*

Conference Series. 2019. Vol. 1399, No. 4. 044033. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1399/4/044033>

18. Li B., Xia R., Liu F. Energy consumption analysis of soil fragmentation under impact loading. *Soil and Tillage Research*. 2022. Vol. 215. 105215. <https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105215>

19. Renato P. de Lima, Mário M. Rolim, Matheus P.S. Toledo, Cassio A. Tomazoni, Anderson R. da Silva, Ivis André C. e Silva, Elvira M.R. Pedrona, Texture and degree of compactness effect on the pore size distribution in weathered tropical soils, *Soil and Tillage Research*, 2022. Vol. 215. 105215. <https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105215>.

20. Dariusz Janik, Piotr A. Dudziński. Soil penetration testers – State of the art – Part 2 – The bevameter approach, *Soil and Tillage Research*, 2024. Volume 244. 10624. <https://doi.org/10.1016/j.still.2024.106240>.

21. Montgomery D. C. *Design and Analysis of Experiments*. 10th ed. Hoboken : Wiley, 2019. 752 p.

22. Бойко Д. Д. Підвищення ефективності роботи культиватора з обґрунтуванням параметрів комплексу робочих органів: робота на здобуття кваліфікаційного ступеня магістра : спец. 208 – агроінженерія / наук. кер. Т. А. Довбуш. Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2025. 53 с. <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/50634>

23. Askari, M., Abbaspour-Gilandeh, Y., Taghinezhad, F., El Shal, A. M., Hegazy, R., & Okasha, M. (2021). Applying the Response Surface Methodology (RSM) Approach to Predict the Tractive Performance of an Agricultural Tractor during Semi-Deep Tillage. *Agriculture*, 11(11), 1043. <https://doi.org/10.3390/agriculture11111043>

24. Плічко А. М., Акбаш К. С., Луцьоза М. В. Математична статистика : навчальний посібник. Zenodo, 2024. 978-617-8494-04-9. <https://doi.org/10.5281/zenodo.13370936>

25. Benos L., Tsaopoulos I., Bochtis D. A Review on Ergonomics in Agriculture Part II: Mechanized Operations. *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10, No. 10. P. 3484. <https://doi.org/10.3390/app10103484>

26. Aiello G., Catania P., Vallone M., Venticinque M. Worker Safety in Agriculture 4.0: A New Approach for Mapping Operator's Vibration Risk Through Machine Learning

Activity Recognition. Computers and Electronics in Agriculture. 2022. Vol. 193. P. 106637. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106637>

27. Singh A., Nawayseh N., Samuel S., Kumar Dhahi Y., Singh H. Real-Time Vibration Monitoring and Analysis of Agricultural Tractor Drivers Using an IoT-Based System. Journal of Field Robotics. 2023. Vol. 40, No. 7. P. 1723-1738. <https://doi.org/10.1002/rob.22206>

28. Dzhaborov N. I., Dobrinov A. V., Semenova G. A. Evaluation of the ecological efficiency of soil cultivation machines with innovative dynamic working bodies. E3S Web of Conferences. 2021. Vol. 262. P. 04608. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126204008>

29. Feigó Z., Tolvaly-Roşca F., Pásztor J., Kovari A. Energy Consumption Evaluation of Active Tillage Machines Using Dynamic Modelling. Applied Sciences. 2021. Vol. 11, No. 14. P. 6240. <https://doi.org/10.3390/app11146240>

30. Про охорону праці : Закон України від 14.10.92 р. № 2695-XII. Дата оновлення: 12.09.2025. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text> (дата звернення: 12.03.2026).

31. Про охорону навколишнього природного середовища : Закон України від 26.06.91 р. № 1268-XII. Дата оновлення: 08.08.2025. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1264-12#Text> (дата звернення: 18.04.2026).

32. Тіхонов О. Б., Рибачко І. М., Колпаченко Н. М. Техніко-економічна оцінка конструкторської розробки пристосування : методичні вказівки до виконання практичної роботи студентам, які навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. Харків. нац. техн. ун-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка, 2021. 22 с.