

Луцький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет аграрних технологій та екології
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))
Кафедра аграрної інженерії ім. проф. Г.А.Хайліса
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи

магістра

на тему: «Дослідження процесу викопування цукрових буряків з удосконаленням дискового копача бурякозбирального комбайна»

Виконав: студент 2 курсу, групи АІм-21 спеціальності 208 Агроінженерія за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія»

Комариця А.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник Юхимчук С.Ф.

(прізвище та ініціали)

Гарант ОП Хомич С.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Дацюк Л.М.

(прізвище та ініціали)

Луцьк 2025

**ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет	<i>аграрних технологій та екології</i>
Кафедра	<i>аграрної інженерії ім. проф. Г.А.Хайліса</i>
Галузь знань	<i>20 Аграрні науки та продовольство</i>
Освітній ступінь	<i>магістр</i>
Спеціальність	<i>208 Агроінженерія</i>
Освітньо-професійна програма	<i>Агроінженерія</i>

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри аграрної інженерії
ім. проф. Г.А.Хайліса
доцент, к.т.н. _____ С.М.Хомич
«01» липня 2025 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРАНТУ**

Комариці Андрію Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження процесу викопування цукрових буряків з удосконаленням дискового копача бурякозбирального комбайна

керівник роботи Юхимчук Сергій Федорович, доцент, к.т.н..

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом ЛНТУ від «01» липня 2025 р. № 459/01-07

2. Термін здачі студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи _____

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

1. Титульний аркуш .
2. Завдання на роботу магістра.
3. Реферат.
4. Зміст.
5. Вступ.
6. Основну частину.
7. Загальні висновки.
8. Перелік джерел посилань.
9. Додатки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

	к-сть листів
1. Вихідні дані	1 лист
2. Теоретичні положення	1 лист
3. Апаратура та обладнання для експериментальних досліджень	1 лист
4. Результати експериментальних досліджень	1 лист
5. Планування та результати експерименту з використанням математичного методу планування	1 лист
6. Схема експериментальної установки чи досліджуваної машини (функціональна або принципова)	1 лист
7. Складальне креслення розроблюваного чи удосконаленого вузла	1 лист

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Нормоконтроль	Юхимчук С.Ф., доцент		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури за темою, формування завдань досліджень	01.07. – 16.07.2025 р.	
2	Обґрунтування конструкції і теоретичні дослідження	20.08 – 31.08.2025 р.	
3	Розробка схеми експериментальної установки чи досліджуваної машини	01.09 – 30.09.2025 р.	
4	Розробка програми і методики експериментальних досліджень	01.10 – 15.10.2025 р.	
5	Реалізація та обробка результатів експериментальних досліджень	01.10 – 15.10.2025 р.	
6	Експериментальні дослідження з використанням математичного методу планування	15.10 – 01.11.2025 р.	
7	Розробка креслення розроблюваного чи удосконаленого вузла	01.11 – 15.11.2025 р.	
8	Узагальнення результатів та оформлення пояснювальної записки	15.11 – 25.11.2025 р.	
9	Оформлення ілюстративного матеріалу для захисту магістерської роботи	15.11 – 25.11.2025 р.	
10	Нормоконтроль	до 04.12.2025 р.	
11	Представлення кваліфікаційної роботи на перевірку на плагіат	04.12.– 14.12.2025 р.	

Студент

_____ (підпис)

Комариця А.М.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Юхимчук С.Ф.

_____ (прізвище та ініціали)

Гарант ОПП

_____ (підпис)

Хомич С.М.

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Комариця А. - Дослідження процесу викопування цукрових буряків з удосконаленням дискового копач бурякозбирального комбайна. Рукопис.

Кваліфікаційна робота магістра за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» спеціальності 208 - Агроінженерія. Луцький національний технічний університет, Луцьк, 2025.

Основний зміст кваліфікаційної роботи магістра викладено на 65 сторінках друкованого тексту. Робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, переліку посилань із 20 найменувань та 5 додатків, а також має 12 рисунків і 9 таблиць. Повний обсяг роботи становить 72 сторінок.

У даній роботі магістра обгрунтовано принципову схему бурякозбирального комбайна, обладнаного вібраційними дисковими копачами. На основі теоретичних досліджень визначено геометричні параметри та розроблено креслення конструкції вібраційного дискового копача. Визначено подачу вороху, який викопується сферичними дисками і подається на наступні робочі органи комбайна. Виведено формулу для визначення загального тягового опору машини. Встановлено рекомендовані діапазони значень режимів роботи вібраційного дискового копача. Розроблено схему лабораторної установки та методику проведення дослідів у ґрунтовому каналі. Запропоновано методику визначення енергії, поглиненої при зіткненні з робочими органами віброкопача і побудовано тарувальний графік, який апроксимовано степеневою функцією. Проведено математичне планування експерименту та оптимізації переметрів, а саме: частоти коливань копача та швидкості руху машини. Розроблено рекомендації до економічного обгрунтування ефективності машини.

Ключові слова: вібраційний копач, сферичний диск, бурякозбиральний комбайн, ексцентрик, коренеплід, частота коливань, швидкість.

ABSTRACT

Komaritsa A. - Research on the process of digging sugar beets with the improvement of the disk digger of the beet harvester. Manuscript.

Master's qualification work under the educational and professional program "Agroengineering" specialty 208 - Agricultural engineering. Lutsk National Technical University, Lutsk, 2025.

The main content of the master's thesis is outlined on 65 pages of printed text. The work comprises of itself introduction, five sections, findings, contents from 20 points that 5 add-ins also 12 drawings, 9 tables. The complete volume of work makes a 72 page.

In this work of the master the basic scheme of the beet harvester equipped with vibrating disk diggers is grounded. On the basis of theoretical researches geometrical parameters were determined and the design of the design of a vibrating disk digger was developed. The supply of heap, which is dug by spherical disks and fed to the following working bodies of the combine, is determined. The formula for determining the total traction resistance of the machine is derived. The recommended ranges of values of modes of operation of a vibrating disk digger are established. The scheme of laboratory installation and the method of conducting experiments in the soil channel have been developed. A technique for determining the energy absorbed during collision with the working bodies of a vibrator is proposed, and a calibration graph is constructed, which is approximated by a power function. The mathematical planning of the experiment and the optimization of the diameters were carried out, namely: the frequency of oscillations of the digger and the speed of movement of the machine. Recommendations for the economic justification of the efficiency of the machine are developed.

Key words: vibrating digger, spherical disk, beet harvester, eccentric, root crop, oscillation frequency, speed.

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	2
АНОТАЦІЯ	3
ABSTRACT	4
ВСТУП	7
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ, ФОРМУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	10
1.1 Характеристика оброблюваного матеріалу.....	10
1.2 Способи збирання цукрових буряків.....	11
1.3 Огляд конструкцій викопувальних робочих органів коренезбиральних машин.....	13
1.4 Огляд досліджень з даного питання.....	14
1.5 Постановка мети і завдання дослідження.....	17
2 ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ І ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНОГО ЗАСОБУ.....	19
2.1 Відомості про технологічний процес та опис запропонованої конструкції.....	19
2.2 Визначення подачі вороху, який викопується сферичними дисками.....	21
2.3 Визначення допустимих частот коливань вібраційного дискового копача.....	28
2.4 Висновки.....	34
3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	35
3.1 Програма експериментальних досліджень	35
3.2 Опис експериментальних установок та апаратури, що використовується при експериментальних дослідженнях.....	36
3.3 Методика статистичної обробки даних.....	41

3.4	Методика визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами.....	44
3.5	Методика дослідження впливу робочої швидкості агрегату та частоти обертання ексцентрикового вала на тяговий опір дискового копача.....	45
4	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	47
4.1	Визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами	47
4.2	Визначення впливу робочої швидкості агрегату та частоти обертання ексцентрикового вала на тяговий опір дискового копача.....	48
4.3	Висновки.....	59
5	ДАНІ ДО ЕКОНОМІЧНОГО ОБҐРУНТУВАННЯ МАШИНИ.....	60
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	62
	ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	64
	ДОДАТКИ	66

ВСТУП

Збирання коренеплодів цукрових буряків відноситься до одних із найтрудомісткіших і найбільш енергозатратних операцій у сільському господарстві. Ураховуючи, що Україна посідає провідні позиції серед бурякосійних країн Європи, а цукор є стратегічно важливим продуктом, та з урахуванням переходу до різних форм власності, вітчизняна промисловість має в короткі терміни налагодити серійне виробництво простих і надійних у експлуатації навісних, причіпних, одно-, дво-, три-, чотирирядних та шестирядних бурякозбиральних машин для фермерських і орендних господарств. Їх функціональні та експлуатаційні характеристики повинні відповідати світовим стандартам.

Аналіз сучасного стану проблеми, проведений на основі вітчизняної та зарубіжної літератури, показав, що основними складовими технологічних вузлів коренезбиральних машин є викопувальні та очисні робочі органи. Від їх конструктивних і кінематичних параметрів, а також від компоновальних схем, урахування ґрунтово-кліматичних умов, залежить ефективність викопування коренеплодів, рівень їх пошкодження та втрат. Особливо складною є робота машин за зміщених строків збирання, коли підвищена вологість (26–30 %) або велика твердість ґрунту (3,5–4,5 МПа) знижують продуктивність і надійність машин. У таких умовах серійні бурякозбиральні машини допускають значні пошкодження коренеплодів (до 60 %), а фізична забрудненість може перевищувати 40 %.

Одним із резервів підвищення експлуатаційних і функціональних показників машин є розробка принципово нових та модернізація існуючих викопувальних і очисних органів, визначення їх оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів у поєднанні з компоновальною схемою та рядністю машини, а також технологією збирання.

Підвищення якості процесу збирання коренеплодів є комплексною науково-технічною задачею, вирішення якої повинно базуватися на пошуку

нових конструктивних рішень робочих органів і схем компоновки коренезбиральних машин, теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних і технологічних параметрів та експериментальному підтвердженні отриманих результатів для аналізу і синтезу оптимальних параметрів бурякозбиральних комплексів.

Актуальність роботи обумовлена необхідністю врахування механіко-технологічних принципів, на яких базуються процеси викопування та очищення коренеплодів, при виборі параметрів робочих органів. При цьому важливим є використання математичних моделей взаємодії коренеплодів з робочими поверхнями, що робить удосконалення технологічного процесу збирання цукрових буряків в Україні особливо актуальним для зменшення їх пошкоджень і забруднення.

Світові тенденції вирішення поставлених задач. Світовий досвід показує, що у розвинених країнах (Німеччина, Франція, Великобританія та ін.), де виробництво цукрових буряків є масштабним, для реалізації однофазної технології збирання ефективно застосовуються шестирядні самохідні бункерні бурякозбиральні комбайни. Вони дозволяють за один прохід виконати всі операції: видалення гички, обрізування голівок коренеплодів, викопування та збір у бункери, з подальшим завантаженням у транспортні засоби. Такий підхід зменшує ущільнення ґрунту і скорочує витрати праці механізаторів у 3–4 рази [2].

Провідні зарубіжні виробники, такі як “Moreau”, “Herriau”, “Matrot” (Франція) та “Kleine”, “Holmer”, “Stoll” (Німеччина), виготовляють подібні комбайни з уніфікованими технологічними схемами.

Мета роботи та галузь застосування результатів.

Мета роботи полягає у підвищенні якості викопування коренеплодів і зниженні енерговитрат на виконання технологічного процесу шляхом розробки конструкції та обґрунтування раціональних конструктивно-технологічних параметрів вібраційного дискового копача.

Об'єкт дослідження – технологічний процес вібраційного викопування коренеплодів та взаємодія вібраційного дискового копача з коренеплодами та ґрунтом.

Предмет дослідження – обґрунтування параметрів і режимів роботи вібраційного дискового копача, які забезпечують ефективне виконання технологічного процесу та зменшення енергозатрат.

Для досягнення мети були поставлені завдання з теоретичного дослідження роботи бурякозбирального комбайна та впливу конструктивно-технологічних параметрів дискового копача на якість і енергетичні показники машини.

Теоретичні дослідження виконувалися з використанням положень теоретичної механіки, методів обчислень, математичного моделювання та прикладного програмування. Проведення експериментів здійснювалось за допомогою математичного планування багатофакторних експериментів, статистичної обробки даних і методів теорії ймовірності.

Отримані результати мають як теоретичне, так і практичне значення. Вони можуть бути використані для розробки нового дискового коренекопача та визначення оптимальних режимів його роботи. Крім того, результати досліджень можуть слугувати основою для подальших дисертаційних досліджень і бути корисними для науково-дослідних установ, що займаються удосконаленням бурякозбиральної техніки.

Логіка дослідження визначила структуру магістерської роботи: вступ, п'ять розділів, загальні висновки, перелік літератури із 20 джерел та п'ять додатків. Загальний обсяг роботи складає 72 сторінок.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ, ФОРМУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Характеристики оброблюваного матеріалу

Коренезбиральна машини повинні повністю викопувати коренеплоди, очищати їх від землі і рослинних залишків. Втрати коренеплодів і їх частин, не повинні перевищувати 1,5 % по масі, допустима кількість пошкоджених коренеплодів – 3 %. Загальна забрудненість коренеплодів не повинна перевищувати 8 – 10 %, в тому числі рослинними залишками – 2 – 3 %.

До моменту збирання цукровий буряк має потовщений конусоподібний головний корінь від якого відходять в сторону (25 – 30 см) дрібні корені. Основна маса цукру (95 – 97%) сконцентрована в тілі буряка. Нижня хвостова частина головного кореня входить глибоко в ґрунт і при збиранні, як правило, обривається на діаметрі 8 – 10 мм і залишається в землі.

Матеріал коренеплоду – крихкий, анізотропний, неоднорідний по довжині і поперечному січенні. Поблизу хвостової частини (діаметр 10 – 30 мм) коренеплід менш крихкий і при навантаженні виявляються помітні ознаки пластичної деформації. В цій частині коренеплоду тимчасовий опір матеріалу і критичні кути згину значно більші, а жорсткість на згин менша чим в основної. Агрофізичні характеристики коренеплоду цукрового буряка наведені в додатку А.

Головка кореня цукрового буряка може розміщуватись як нижче рівня (до 30 мм) ґрунту, та і вище його (до 80 мм і більше). Маса кореня цукрового буряка обумовлюється його розмірами і варіюється в широких межах від 0,4 до 0,8 кг.

Сильного пошкодження корені отримують при падінні з висоти більш 1,5 м, що відповідає швидкості співударяння 5,4 м/с. Підкопування коренів, при якому розрихлюється ґрунт різко знижує силу витягування його із ґрунту. Характеристики цукрового буряка приведені в табл. 1.1 [6, 10].

Таблиця 1.1 - Усереднено розмірно–вагові і механічні характеристики цукрового буряка

Показники	Значення
Міжряддя, мм	450
Крок, мм	200-350
Висота розміщення головки над рівнем ґрунту, мм	15-35
Загальна довжина кореня, мм	1200-1600
Діаметр кореня, мм	80-150
Технічна довжина кореня, мм	220-300
Густина кореня, кг/м ³	550-650
Маса кореня, кг	0,4-0,8
Врожайність, ц/га	250-550
Модуль пружності, МПа	18,4
Момент інерції кореня, кг·м ²	0,053
Коефіцієнт питомого опору, Н/мм	2,16-2,65
Питомий опір при згині, МПа	
статичне навантаження	1,8
динамічне навантаження	1,15

1.2 Способи збирання цукрових буряків

Механізовані технології збирання коренеплодів поєднують складні виробничі та технологічні операції – збирання гички і коренеплодів за різними технологічними схемами: зрізування основного масиву гички коренеплодів; видалення залишків гички з головок коренеплодів; викопування коренеплодів з одночасним подальшим очищенням вороху від домішок або укладання їх у валок з подальшим підбиранням і очищенням; завантаження і транспортування коренеплодів і гички.

Принципи еволюції технічних засобів, призначених для збирання коренеплодів, тісно пов'язані з основними загальними тенденціями розвитку

технологій та способів їх збирання, а також удосконаленням окремих основних технологічних операцій (рис. 1.1). Серед них особлива роль належить таким операціям, як збирання основного масиву гички та дообрізування її залишків на головках коренеплодів, викопування коренеплодів, очищення викопаного вороху коренеплодів від домішок, завантаження очищених коренеплодів у транспортний засіб, або бункер збиральної машини, формування великих польових кагатів із наступним їх завантаженням у транспортний засіб.

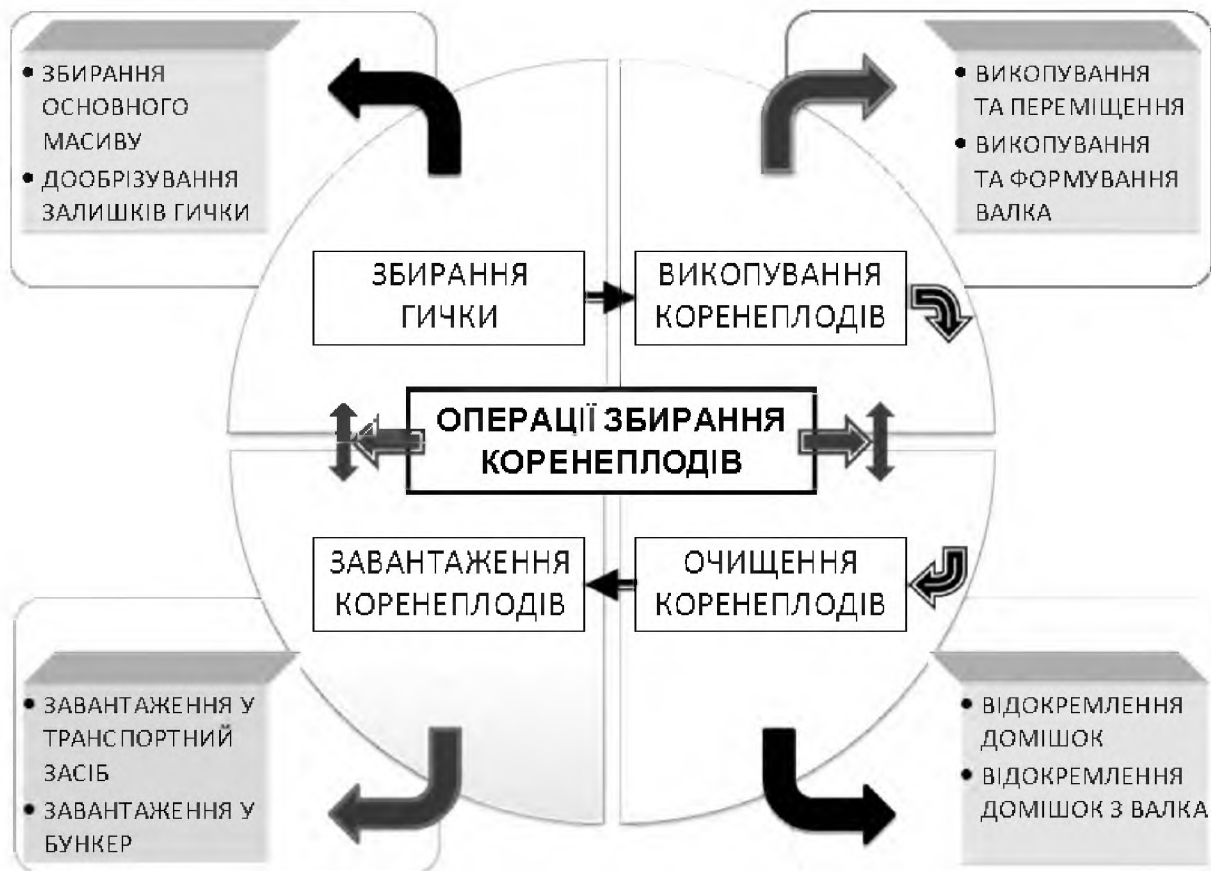


Рисунок 1.1 - Технологічні операції збирання коренеплодів

Підготовка поля до збирання включає огляд поля, розбивання його на заїмки і збирання поворотних смуг. Підготовка агрегатів до роботи виконується у відповідності із загальними положеннями операційної технології. Кількість засобів залежить від урожаю, віддалі перевезень і типів автомобілів.

Спосіб руху збиральних агрегатів: безпетлевий, комбінований, перший прохід по стиковому міжрядді.

Врожай цукрового буряка збирають роздільним способом, примінюючи чотирьох- і шестирядний комплекс машин. Гичку скошують гичкозбиральними машинами БМ-6А, БМ-4, МБС-6 і завантажують поряд в транспортний засіб, який рухається поряд. Використовуючи машини РКС-4, РКС-6 і КС-6, коренеплоди викопують, очищають від ґрунту і залишків гички і завантажують в транспортний засіб [17].

В залежності від забезпеченості транспортом і від погодніх умов приміняють поточний, перевалочний і поточно-перевалочний спосіб збирання.

Поточний - передбачає комплексну механізацію всього бурякозбирального процесу: коренеплоди відвозять на приймальний пункт цукрового заводу, а гичку – на ферму або пункт зберігання силосу.

Перевалочний спосіб збирання застосовують при обмеженій кількості транспорту або забрудненості буряка, яка перевищує вимоги цукрових заводів. Буряк вивантажують на перевалочній площадці у вигляді куп, валків або кагатів. Для перевезення завод коренеплоди навантажують високопродуктивними навантажувачами СПС-4,2, при цьому буряки очищають від домішків.

Поточно-перевалочний спосіб збирання заключається в тому, що одну частину зібраних коренеплодів завозять на завод, іншу – на перевалочну площадку [2].

1.3 Огляд конструкцій викопувальних робочих органів коренезбиральних машин

Копачі є одними з базових структур транспортно-технологічних систем сучасних коренезбиральних машин, оскільки від якості їх технологічного процесу роботи залежать, у кінцевому випадку, ефективність застосування конструктивно-компонувальної схеми всього коренезбирального комплексу та показники якості збирання коренеплодів. Механіко-технологічний принцип роботи копачів полягає в руйнуванні зв'язків коренеплодів із ґрунтом і

створенні витягувального зусилля для наступного переміщення їх по поверхні робочого органу та передачі викопаних коренеплодів на подальші системи машини.

У зв'язку з великою різноманітністю конструктивно-компонувальних схем і технологічного призначення викопувальних робочих органів, за основу побудови наведеної класифікаційної схеми (рис. 1.2) були прийняті три головні критерії класифікації – класифікація викопувальних робочих органів за формою робочого органу, способом викопування і видом приводу.

1.4 Огляд досліджень з даного питання

Дослідженню агробіологічних та фізико-механічних властивостей коренеплодів буряків значну увагу приділено в працях Вовка П.Ф., Василенка А.О., Зубенка В.Ф., Погорілого Л.В., Махароблідзе М.О., Хелемендика М.М., Хайліса Г.А., Булгакова В.М., Гурченка О.П., Барановського В.М., Брея В.В., Гевка Р.Б., Козіброди Я.І., Мартиненка В.Я., Огуречнікова Р.М., Синього С.В. та ін. [1, 2, 3, 5, 6, 12, 13, 14].

Слід враховувати, що основні характеристики цукрових буряків суттєво залежать від сортових особливостей, ґрунтово-кліматичних умов та технології вирощування.

Форма головок коренеплодів також має значення в підборі технології викопування і доочищення та виборі конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин. Тому робота, яку проводять селекціонери, ґрунтується не тільки в збільшенні врожайності коренеплодів, а й задання коренеплоду певної форми. За формою зустрічаються коренеплоди подовжені, овальні, округлі і плоско-округлі [6] .

Відстань між центрами коренеплодів при їх розташуванні у рядку повинна знаходитись в межах 0,15...0,20 м [6].

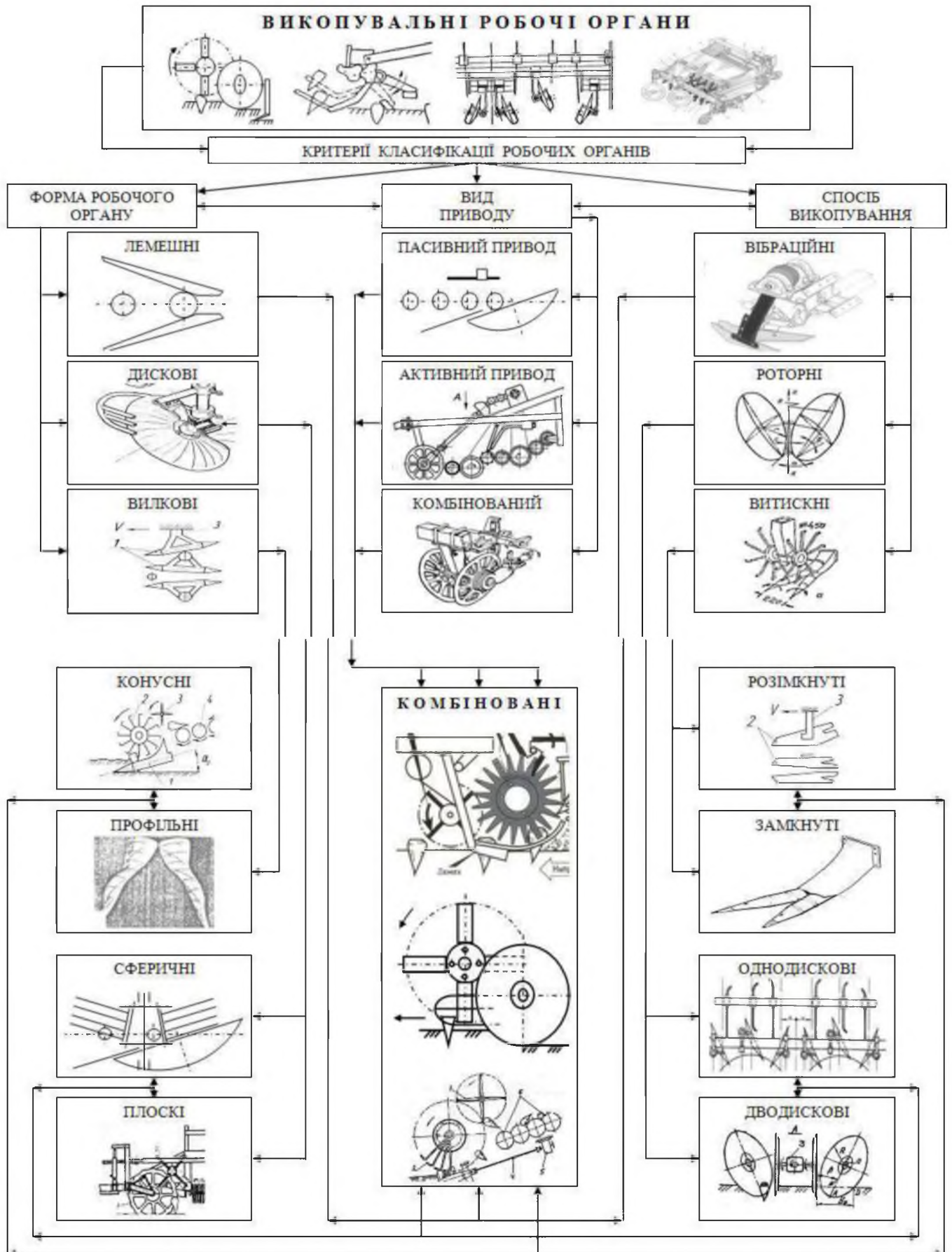


Рисунок 1.2 - Класифікація копачів коренеплодів

Відхилення коренеплодів від осьової лінії рядка залежить від способів висівання насіння, догляду за рослинами, сорту та інших факторів. Якість збирання коренеплодів знижується, призводячи до втрат та пошкодження коренеплодів, при перевищенні допустимих величин відхилення, які не повинні перевищувати 0,03 м [15] в кожний бік рядка. Встановлено, що розподіл відхилення коренеплодів підпадає під нормальний закон [14].

Дослідженню технологічних процесів і робочих органів для викопування буряків присвячені праці відомих вчених Булгакова В.М., Василенка П.М., Гевка Б.М., Гевка Р.Б., Козаченка О.В., Мартиненка В.Я., Погорілого Л.В., Рогатинського Р.М., Хайліса Г.А., Хелемендика М.М., Шабельника Б.П., науковців Аванесова Ю.Б., Барановського В.М., Брея В.В., Гурченка О.П., Завгороднього А.Ф., Погорілого М.Л., Смолінського С.В., Татьянка М.В. та ін. Проведений аналіз роботи відомих конструкцій лемішних, вилкових, вібраційних і дводискових копачів показав, що всі вони значно пошкоджують великорозмірні і втрачають дрібні коренеплоди та мають значний тяговий опір.

Вібраційне викопування коренеплодів цукрових буряків набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування, зокрема, значно менше накопичується ґрунт в робочому руслі копача та значно покращується процес оббивання налиплого ґрунту з поверхні коренеплодів. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

Дослідження показують, що коливаються робочі органи мають тяговий опір нижче, ніж жорстко закріплені.

Наявність коливання робочих органів значно знижує тяговий опір, рух коливального робочого органу супроводжується періодичним сколюванням частинок ґрунту з утворенням поздовжніх і поперечних тріщин. Освіта сколюватися частинок ґрунту і їх розміри збільшують довжину сколюватися ділянки від швидкості руху агрегату, а збільшення частоти коливання зменшує

її. О.О. Дубровський прийшов до висновку, що ефект коливань буде позитивним при:

$$\frac{V_a}{v^2} = C_1 \cdot C_2 \cdot \frac{a \cdot b}{\Delta_r}, \quad (1.1)$$

де V_a - поступальна швидкість агрегату, м/с; a , b – глибина і ширина захвату робочого органу, м; C_1 , C_2 – коефіцієнт залежить від форми робочого органу, умов роботи і амплітуди коливань; Δ_r – об'ємна маса ґрунту, кг/м³; v – частота коливань, рад/с.

Г.Е. Сварский запропонував залежність для визначення величини зниження тягового опору при поздовжніх так і при поперечних коливаннях робочого органу.

$$\delta = \Phi \frac{A \cdot v}{V_a}, \quad (1.2)$$

де δ – відносне зниження тягового опору при коливанні; Φ – безрозмірний коефіцієнт; A – амплітуда коливань.

Р. М. Зоненберг встановив, що мінімальні витрати енергії можна отримати при зміні швидкості поступального руху, дотримуючись умова:

$$\frac{V_a}{A \cdot v} = const. \quad (1.3)$$

1.5 Постановка мети і завдання дослідження

Мета роботи – підвищення якості викопування коренеплодів та зниження енергозатрат виконання технологічного процесу завдяки розробки конструкції та обґрунтуванні раціональних конструктивно-технологічних параметрів вібраційного дискового копача.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Обґрунтувати принципову схему бурякозбирального комбайна, обладнаного вібраційними дисковими копачами

2. Теоретично визначити геометричні параметри дискового: діаметр та радіус сферичної поверхні, кут атаки.

3. Розробити креслення конструкції вібраційного дискового копача.
 4. Визначити подачу вороху, який викопується сферичними дисками.
 5. Вивести формулу для визначення загального тягового опору кореневикопувальної машини
 6. Встановити діапазони значень режимів роботи вібраційного дискового копача: амплітуда і частоти коливань робочого органу та швидкості поступального руху машини.
 7. Розробити схему лабораторної установки та методику проведення дослідів у лабораторних умовах у ґрунтовому каналі.
 8. Встановити залежність середньої довжини коренеплоду від його діаметра.
 9. Запропонувати методику визначення енергії, поглиненої коренеплодом при зіткненні з робочими органами віброкопача .
 10. Провести математичне планування експерименту та оптимізації частоти коливання сферичного диска та швидкості агрегату.
 11. Розробити рекомендації до економічного обґрунтування запропонованого дискового копача коренеплодів.
- Ці завдання виконані. Нижче подані отримані результати цих досліджень.

2 ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНОГО ЗАСОБУ

2.1 Відомості про технологічний процес та опис запропонованої конструкції

Коренезбиральна машина виконує технологічний процес збирання коренеплодів цукрового буряка і виконує такі технологічні операції:

- викопування коренеплодів;
- забирання коренеплодів і подача на очищення;
- очищення;
- подача коренеплодів у бункер та завантаження у транспортний засіб.

Зробимо короткий опис конструкції машини.

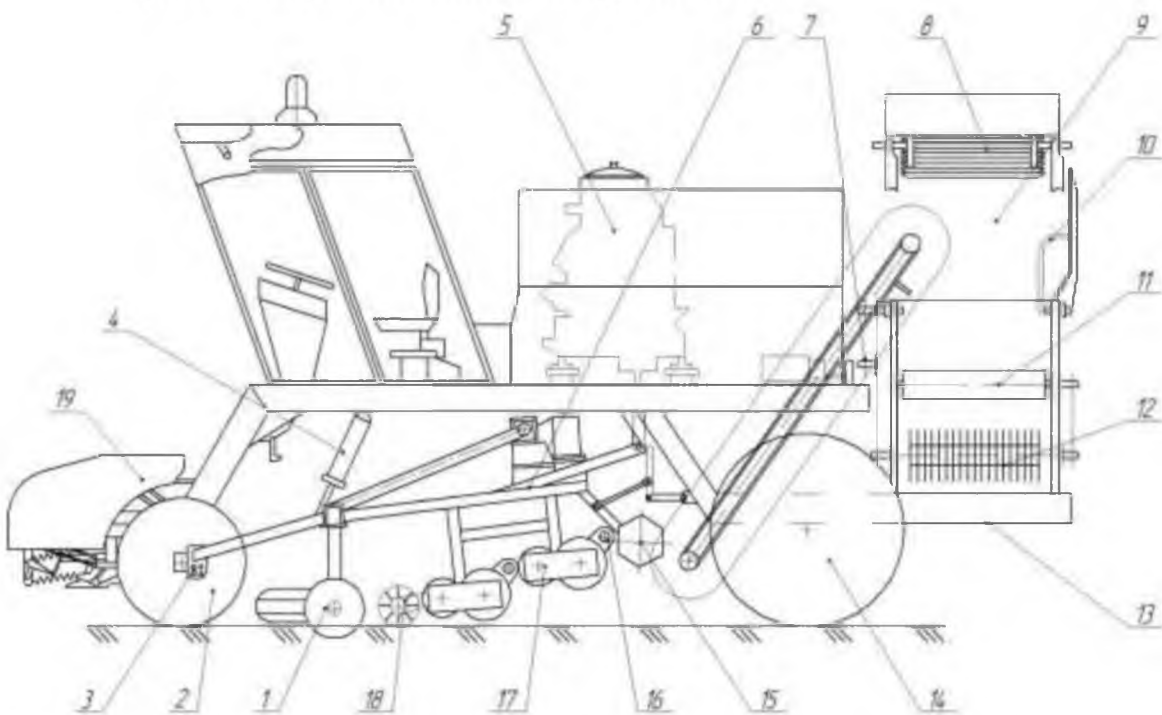


Рисунок 2.1 - Схема бурякозбирального комбайна з дисковим копачем: 1 – копачі; 2 – передній міст; 3 – штирі регулювання; 4 – гідроциліндр рами; 5 – силовий агрегат; 6 – рама викопувача; 7 – редуктор привода; 8 – навантажувальний елеватор; 9 – бункер; 10 – щиток; 11 – стрічковий транспортер; 12 – грудкоподрібнювач; 13 – основна рама; 14 – міст ведучих коліс; 15 – передаточний бітер; 16 – задній валець; 17 – шнековий очисник; 18 – бітер; 19 – автомат водіння.

Бурякозбиральний комбайн складається із самохідного шасі і навішеного на нього коренезабірника (рис. 2.1). Шасі в свою чергу складається з рами 13, яка спирається на мости ведучих 14 і ведених коліс 2, силового агрегату 5, варіатора, площадки водія з кабіною, а також електричної і гідравлічної систем 4.

Коробка передач в поєднанні з варіатором приводу ходової частини забезпечує безступінчасту зміну швидкості.

Частина вузлів коренезабірника змонтована безпосередньо на рамі (грудкоподрібнювач 12, бункер 9 і навантажувальний елеватор 8), друга частина (копачі 1, шнековий очисник 17) – на окремій рамі, приєднаній на несучій рамі шасі. В робочому положенні, коли копачі занурені в ґрунт рама опирається на міст ведучих коліс, а в транспортному – утримується гідроциліндром.

Машина обладнана автоматичною системою, яка контролює роботу основних вузлів, а також автоматом водіння. Машина оснащена зовнішніми освітлювальними пристроями для роботи в нічний час і русі по дорогам.

Дисковий копач (рис.2.2) призначений для підкопування коренеплодів і зміщення їх в зону дії бітерного вала. На кожну секцію сферично-дискового викопуючого органу встановлюється по 3 копача – лівий, середній і правий та по 2 – лівий, правий, відповідно при ширині міжрядь 45 і 60 см. Копач складається із сферичного диска 1, вісь 2 якого встановлена в стійці 3 на шарикопідшипниках. Для очищення внутрішньої поверхні диска від налиплого ґрунту на стійці 3 копача 1 встановлений чистик 4. В внутрішній частині диска 1 встановлено корененапрямник 5. Корененапрямник 5 призначений для зміщення коренеплодів, які розташовані з великим відхиленням від осі рядка або вибиті гичкозбиральною машиною і усунення їх пошкодження гострою кромкою сферичного диска та являє собою решітчасту конструкцію, яка складається із несучої та двох допоміжних трубок.

Для зниження тягового опору і покращення процесу викопування коренеплодів пропонуємо надати копачу вібрації. Для цього бруса, до якого кріпляться стійки дискових копачів, надаємо поперечних коливань в горизонтальній площині до напрямку руху машини.

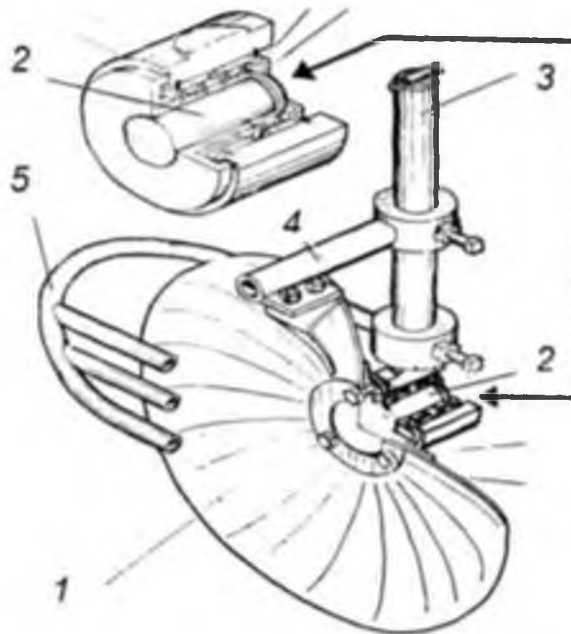


Рисунок 2.2 – Дисківий копач: 1 – сферичний диск; 2 – вісь; 3 – стійка;
4 – чистик; 5 - корененапрямник

2.2 Визначення подачі вороху, який викопується сферичними дисками

Для того, щоб сепаруючий пристрій, який розміщений за копачем, був спроможний перепустити через свої робочі поверхні задану масову кількість вороху необхідно, щоб його пропускна здатність за одиницю часу t була більшою або рівною відповідної подачі викопаного вороху, який надходить до нього з викопувальних робочих органів.

Для розрахунку подачі вороху, який викопується робочими органами коренезбиральної машини W_6 , складено розрахункову еквівалентну схему, яка наведена на рис. 2.3.

У процесі руху коренезбиральної машини з поступальною робочою швидкістю V_m за одиницю часу t сферичний диск 1, глибина ходу якого $h_{6,d}$, проходить шлях L_m , числове значення якого дорівнює $V_m t$ і вирізає у ґрунті канавку, яка утворена контуром фігури $ABCA_1B_1C_1$ і в межах якої знаходиться викопаний диском 1 ворох коренеплодів, тобто ґрунт, коренеплоди 2 і рослинні домішки.

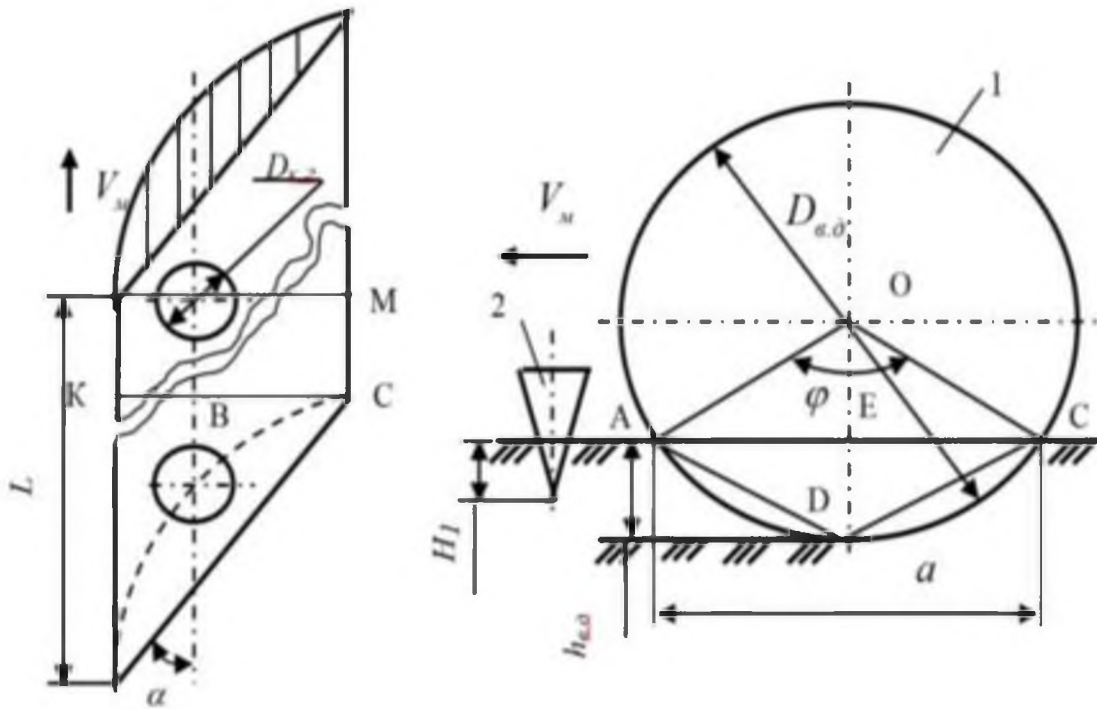


Рисунок 2.3 - Схема для розрахунку подачі вороху:
1 – сферичний диск; 2 – коренеплід

Тоді подача вороху $W_{\text{с}}$, за одиницю часу становить

$$W_{\text{с}} = W_{\text{зр}} + W_{\text{к}} + W_{\text{р.д}}, \quad (2.1)$$

де $W_{\text{зр}}$, $W_{\text{к}}$, $W_{\text{р.д}}$ - відповідно подача ґрунту, коренеплодів і рослинних домішок, які викопуються сферичними дисками за одиницю часу, кг/с.

У нашому випадку, відповідні подачі ґрунту, коренеплодів і рослинних домішок, які викопуються сферичними дисками за час $t = 1$ с, будуть не що інше, як відповідні маси ґрунту $M_{\text{зр}}$ (кг/с), коренеплодів $M_{\text{к}}$ (кг/с) і рослинних домішок $M_{\text{р.д}}$ (кг/с), які викопуються сферичними дисками за час $t = 1$ с, тобто справедлива рівність

$$W_{\text{с}} = W_{\text{зр}} + W_{\text{к}} + W_{\text{р.д}} = M_{\text{зр}} + M_{\text{к}} + M_{\text{р.д}}. \quad (2.2)$$

Маса ґрунту, яка викопується сферичними дисками за одиницю часу дорівнює

$$M_{\text{зр}} = V_{\text{с.зр}} \rho_{\text{зр}} n, \quad (2.3)$$

де $V_{в.зр}$ - об'єм ґрунту, який викопується одним сферичним диском за одиницю часу, м³/с; $\rho_{зр}$ - питома маса ґрунту, кг/м³; n - кількість рядків, які одночасно викопуються дисками, шт.

Для визначення об'єму ґрунту $V_{в.зр}$, який викопується одним сферичним диском, розглянемо складену розрахункову схему рис. 2.3.

Загальний об'єм фігури $ABCA_1B_1C_1$, або загальний об'єм вороху коренеплодів складається з об'єму ґрунту $V_{в.зр}$ та об'єму підземної частини $V_{в.к}$ викопаних коренеплодів 2. Позначимо загальний об'єм фігури $ABCA_1B_1C_1$ через $V_з$, тоді об'єм ґрунту, що буде викопуватися одним сферичним диском за одиницю часу становить

$$V_{в.зр} = V_з - V_{в.к}, \quad (2.4)$$

де $V_з$, - загальний об'єм вороху, який викопуються одним сферичним диском за одиницю часу, м³/с; $V_{в.к}$ - об'єм підземної частини викопаних коренеплодів одним диском за одиницю часу, м³/с.

Загальний об'єм $V_з$ фігури $ABCA_1B_1C_1$, який викопується одним диском за одиницю часу визначається за формулою

$$V_з = F_з L_м, \quad (2.5)$$

де $F_з$ - площа поперечного перерізу фігури $ABCA_1B_1C_1$, м²; $L_м$ - шлях, який проходить машина за 1 с, м/с.

В нашому випадку, числове значення шляху $L_м$, який проходить машина за 1 с, відповідно дорівнює поступальній робочій швидкості руху коренезбиральної машини $V_м$, тобто справедлива тотожність (рівність) $L_к \cong V_м$.

Площа поперечного перерізу $F_з$ фігури $ABCA_1B_1C_1$ є не що інше, як площа поперечного перерізу сегмента $AEDC$, який утворений дугою ACD кола сферичного диска діаметром $D_{в.д}$, що стягується хордою AC , довжину якої позначимо через a .

Згідно [5] площа поперечного перерізу $F_з$ і довжина хорди a дорівнюють

$$F_c = 0,5R_k^2 [(\pi\alpha/180) - \sin\alpha]; \quad (2.6)$$

$$a = 2R_{e,d} \sin(\varphi/2), \quad (2.7)$$

де $R_{e,d}$ - радіус сферичного диска, м; φ - центральний кут, град.; a - довжина хорди, м.

Виразивши $\sin \varphi/2$ та визначивши центральний кут φ із (2.7) і довжину хорди $a = 2\sqrt{h_{e,d}(D_{e,d} - h_{e,d})}$ та підставивши ці значення у рівняння (2.5) отримаємо залежність для загальної об'єм вороху коренеплодів V_3

$$F_3 = 0,125V_m D_{e,d} \left\{ \begin{array}{l} \left[\pi \arccos \left(1 - \frac{8h_{e,d}(D_{e,d} - h_{e,d})}{D_{e,d}^2} \right) \right] / 180 - \\ - \sin \left[\arccos \left(1 - \frac{8h_{e,d}(D_{e,d} - h_{e,d})}{D_{e,d}^2} \right) \right] \end{array} \right\}, \quad (2.8)$$

де $D_{e,d}$ - діаметр сферичного диска, м; $h_{e,d}$ - глибина ходу сферичного диска, м.

Об'єм підземної частини викопаних коренеплодів $V_{e,k}$ одним диском за одиницю часу залежить від загальної кількості коренеплодів j на одному погонному метрі рядка, їх розмірно-масових характеристик, глибини залягання коренеплодів в ґрунті відносно рівня поля H_1 та швидкості руху коренезбиральної машини V_m .

В загальному випадку об'єм підземної частини V_k (м³) одного коренеплоду визначено в [2].

Тоді об'єм підземної частини викопаних коренеплодів $V_{e,k}$ з одного рядка (одним диском) за одиницю часу дорівнює

$$V_{e,k} = V_k J_k = V_k j c = \frac{\pi D_k^2 H_1^3}{(L_k - 0,5D_k)^2} j V_m, \quad (2.9)$$

де J_k - кількість коренеплодів, які викопуються з одного рядка за 1 с, шт./с; j - кількість коренеплодів на 1 погонному метрі рядка, шт.; c - кількість погонних метрів, які проходить машина за 1 с, од./с.

В нашому випадку, числове значення кількості погонних метрів c , які проходить машина за 1 с, відповідно, дорівнює довжині шляху L_m , який проходить машина за 1 с. Але, в свою чергу, числове значення довжина шляху L_m , який проходить машина за 1 с, відповідно дорівнює швидкості руху

машини V_m , тобто справедлива тотожність $c \cong L_m \cong V_m$, загальною розмірністю одиниць вимірювання складових величин якої буде відношення безрозмірної величини до часу рівного 1 с, або 1/с.

З врахуванням викладеного, залежність (2.9) має вигляд

$$V_{в.к} = \frac{\pi D_k^2 H_1^3}{(L_k - 0,5D_k)^2} j V_m. \quad (2.10)$$

Після відповідних перетворень отримаємо залежність для визначення об'єму ґрунту $V_{в.зр}$, який викопується одним сферичним диском за час 1 с:

$$V_{в.зр} = 0,125V_m \left\{ \begin{array}{l} D_{с.д}^2 \left[\begin{array}{l} \pi \arccos \left(1 - \frac{8h_{с.д}(D_{с.д} - h_{с.д})}{D_{с.д}^2} \right) / 180 - \\ - \sin \arccos \left(1 - \frac{8h_{с.д}(D_{с.д} - h_{с.д})}{D_{с.д}^2} \right) \end{array} \right] - \\ - \frac{\pi D_k^2 L_k^3 k_{H_1 L_k}^3}{8(L_k - 0,5D_k)^2} j \end{array} \right\}. \quad (2.11)$$

Тоді, згідно (2.3) і (2.11), математична залежність для визначення маси ґрунту $M_{зр}$, який викопується сферичними дисками за час 1 с має вигляд

$$M_{зр} = 0,125V_m \rho_{зр} n \left\{ \begin{array}{l} D_{с.д}^2 \left[\begin{array}{l} \pi \arccos \left(1 - \frac{8h_{с.д}(D_{с.д} - h_{с.д})}{D_{с.д}^2} \right) / 180 - \\ - \sin \arccos \left(1 - \frac{8h_{с.д}(D_{с.д} - h_{с.д})}{D_{с.д}^2} \right) \end{array} \right] - \\ - \frac{\pi D_k^2 L_k^3 k_{H_1 L_k}^3}{8(L_k - 0,5D_k)^2} j \end{array} \right\}. \quad (2.12).$$

Маса M_k коренеплодів 2, які викопуються сферичними дисками за одиницю часу t , залежить від урожайності коренеплодів Q_k , кількості рядків n , які одночасно викопуються дисками і робочої швидкості руху машини V_m . Урожайність коренеплодів визначається у першу чергу їх розмірно-масовими характеристиками та густотою насаджень, або загальною кількістю коренеплодів на одному погонному метрі рядка j .

Маса коренеплодів M_{k_1} , яка викопується одним сферичним диском з одного рядка за одиницю часу, із врахуванням положень і тверджень, які викладені при аналізі об'єму підземної частини коренеплодів, становить

$$M_{k_1} = m_k J_k = m_k j c = m_k j V_M, \quad (2.13)$$

де m_k - середня маса одного коренеплоду, кг.

Після перетворень отримаємо залежність для визначення маси коренеплодів M_k , яка викопується сферичними дисками за 1 с

$$M_k = \rho_k \left(\frac{\pi D_k^2}{12} H_k + \frac{\pi D_k^3}{12} \right) j V_M n. \quad (2.14)$$

Загальна маса рослинних домішок $M_{p,d}$, яка викопується сферичними дисками за одиницю часу складається з маси залишків гички $M_{3,2}$ (кг/с) на головках коренеплодів, маси гички M_z (кг/с), яка була втрачена в процесі її зрізування робочими органами гичкозбиральної машини та маси бур'янів M_b (кг/с), які знаходяться у межах канавок, утворених поступальним рухом сферичних дисків, тобто

$$M_{p,d} = M_{3,2} + M_z + M_b. \quad (2.15)$$

Маса залишків гички $M_{3,2}$ і маса втраченої гички залежать від урожайності і сорту коренеплодів та якості роботи гичкозбиральної машини. Згідно з вихідними вимогами довжина залишків гички на головках коренеплодів не повинна бути більшою за 4 см, або загальна питома маса залишків гички на площі 1 м² не повинна перевищувати 8 % від урожайності гички. Питома маса втраченої гички на площі 1 м² не повинна перевищувати 10 % від урожайності гички. Згідно вихідних вимог до гичкозбиральних машин питома маса бур'янів не повинна перевищувати 0,1 кг/м².

Для подальших розрахунків приймаємо максимальні значення вказаних величин, тоді відповідні маси залишків гички $M_{3,2}$, втраченої гички M_z і маси бур'янів, які викопуються сферичними дисками за одиницю часу визначаються

$$M_{3,2} = 0,08U_2S_3n; M_2 = 0,1U_2S_3n; M_6 = 0,1S_3n, \quad (2.16)$$

де U_2 - урожайність гички коренеплодів, кг/га; S_3 - площа фігури AA_1CC_1 на рівні поверхні ґрунту, яку утворює один сферичний диск за одиницю часу руху коренезбиральної машини, м²/с.

Було отримано

$$M_{p,d} = 2V_M n \sqrt{h_{6,d}(D_{6,d} - h_{6,d})} (0,18U_2 + 0,1) \sin \alpha, \quad (2.17)$$

де α - кут встановлення сферичного диска відносно напрямку руху коренезбиральної машини, град.

Таким чином, після відповідних спрощень, залежність для визначення подачі вороху W_6 , який безпосередньо викопується сферичними дисками за час руху коренезбиральної машини $t = 1$ с має вигляд

$$W_6 = V_M n \left[\rho_{zp} \left(0,125D_{6,d}^2 X_1 - jk_{H_{L_k}}^3 X_2 \right) + j\rho_k X_3 + 2X_4 \right], \quad (2.18)$$

де $X_1 = \pi \arccos \left(1 - \frac{8h_{6,d}(D_{6,d} - h_{6,d})}{D_{6,d}^2} \right) / 180 - \sin \arccos \left(1 - \frac{8h_{6,d}(D_{6,d} - h_{6,d})}{D_{6,d}^2} \right)$;

$$X_2 = \frac{\pi D_k^2 L_k^3}{(L_k - 0,5D_k)^2}; \quad X_3 = (L_k + 0,5D_k) \frac{\pi D_k^2}{12};$$

$$X_4 = (0,18U_2 + 0,1) \sqrt{h_{6,d}(D_{6,d} - h_{6,d})} \sin \alpha.$$

Отримана теоретична залежність (2.18) є розрахунковою детермінованою математичною моделлю, яка характеризує необхідну пропускну здатність викопувального диска W_6 в залежності від умов і швидкості руху коренезбиральної машини та агробіологічних параметрів коренеплодів і лінійних характеристик викопувального робочого органу.

Згідно рівняння (2.18), при $\rho_{zp} = 1300$ кг/м³; $D_{6,d} = 0,45$ м, $h_{6,d} = 0,07$ м, $\alpha = 30^\circ$, $D_k = 0,15$ м, $L_k = 0,25$ м, $j = 5$ шт./п.м, $U_2 = 6$ кг/м², $k_{H_{L_k}} = 0,3$, $\rho_k = 600$ кг/м², при робочій швидкості руху коренезбиральної машини $V_M = 1,6 \dots 2,0$ м/с, подача вороху, який викопується сферичними дисками знаходиться в межах: $W_6 = 147,8 \dots 184,6$ кг/с, при одночасному збиранні 6 рядків буряків.

2.3 Визначення допустимих частот коливань вібраційного дискового копача

Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, у першу чергу, непошкодження коренеплодів при їх викопуванні. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

У роботі [1] отриманий аналітичний вираз для знаходження, при заданій амплітуді, колової частоти коливань робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплоду при його ударній взаємодії з вібраційним викопуючим робочим органом:

$$\omega = \frac{1}{a \operatorname{tg} \beta} \left(\frac{[M_{\text{зз}}] t_{\text{уд.}}}{ABhm(1 + \varepsilon)} - V_{\text{п}} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (2.19)$$

Тоді частота коливань робочого органу у герцах буде дорівнювати:

$$\nu = \frac{1}{2\pi a \operatorname{tg} \beta} \left(\frac{[M_{\text{зз}}] t_{\text{уд.}}}{ABhm(1 + \varepsilon)} - V_{\text{п}} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (2.20)$$

де ν – частота коливань робочого органу, Гц; m – приведена до точки удару маса робочого органу, кг; a – амплітуда коливань робочого органу, м; $[M_{\text{зз}}]$ – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду, Нм; h – відстань від точки удару до точки умовного закріплення коренеплоду у ґрунті, м; ε – коефіцієнт відновлення при ударі; $V_{\text{п}}$ – швидкість поступального руху копача, м/с; $t_{\text{уд.}}$ – тривалість удару, с; β, γ – кутові параметри клина, град.; A, B – коефіцієнти, аналітичні вирази яких наведені в [1], що характеризують геометричні параметри робочого органу і умови виконання технологічного процесу.

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом можна визначити досить широкий спектр допустимих частот коливань робочого органу з умов незламування коренеплодів при різних значеннях конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу.

Важливим конструкційним параметром при визначенні ударної взаємодії є маса робочого органу, приведена до точки удару. Орієнтовний набір значень приведених мас можна отримати з виразу (2.20), якщо задати діапазони амплітуд і частот коливань вібраційних викопуючих робочих органів і поступальних швидкостей існуючих бурякозбиральних машин. Згідно [1] і використовують наступні діапазони значень згаданих параметрів:

- амплітуда коливань робочого органу $a = 8 \text{ мм} \dots 24 \text{ мм}$;
- частота коливань робочого органу $\nu = 7,5 \dots 20,3 \text{ Гц}$;
- швидкість поступального руху копача $V_{\Pi} = 1,4 \dots 2,2 \text{ м/с}$.

З виразу (2.20) отримуємо вираз для підрахунку приведеної маси:

$$m = \frac{[M_{3z}] t_{\text{уд}}}{ABh(1 + \varepsilon) (2\nu\pi atg\beta + V_{\Pi}tg\gamma)}. \quad (2.21)$$

Розрахунки проводимо для різних значень глибини ходу робочого органу, зокрема для $z = 0,08; 0,10; \dots 0,16 \text{ м}$ причому для трьох значень амплітуд: $a = 0,008; 0,016 \text{ і } 0,024 \text{ м}$.

Значення приведеної маси отримуємо як функцію від частоти ν коливань робочого органу і швидкості V_{Π} поступального руху копача, тобто $m = m(\nu, V_{\Pi})$.

Таким чином, розраховані значення приведених мас забезпечать незламування коренеплоду при ударній взаємодії для конкретних значень глибини ходу, амплітуд і частот коливань робочого органу, а також конкретних значень поступальної швидкості копача.

Оскільки робоча глибина ходу викопуючих робочих органів у більшості випадків не перевищує $0,10 \text{ м}$ [1], то наведемо приклад варіанту розрахунку для

$z = 0,10$ м і амплітуди $a = 0,016$ м. Для даного випадку графік функції $m = m(\nu, V_{\Pi})$ та відповідний контурний графік наведені на рис. 2.4.

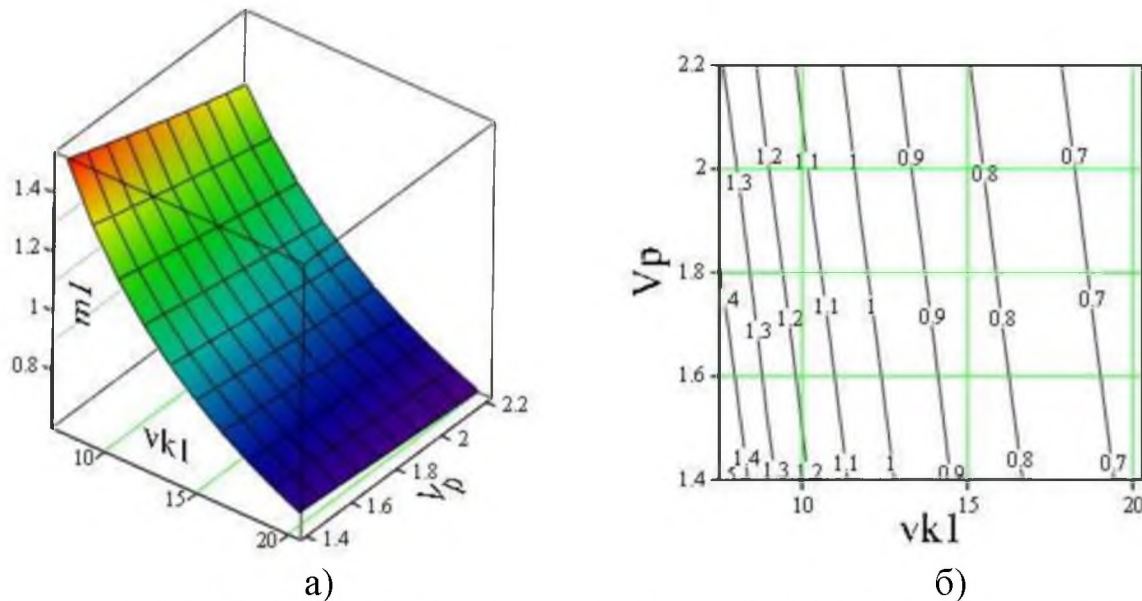


Рисунок 2.4 - Поверхня (а) та контурний графік (б) значень приведеної до точки удару маси робочого органу $m(\nu, V_{\Pi})$, кг (глибина ходу робочого органу $z = 0,10$ м; амплітуда коливань $a = 0,016$ м)

При цьому частоти змінюються у межах $\nu = 7,5 \dots 20,3$ Гц, а швидкості поступального руху копача – у межах $V_{\Pi} = 1,4 \dots 2,2$ м/с.

Тенденція зменшення приведеної маси спостерігається при збільшенні амплітуди коливань робочого органу. Так, при $z = 0,10$ м і амплітуді $a = 0,008$ м приведені маси змінюються у межах $m = 1,07 \dots 2,38$ кг, а при $z = 0,10$ м і амплітуді $a = 0,024$ м – у межах $m = 0,45 \dots 1,11$ кг.

Приведена маса робочого органу також зменшується зі збільшенням глибини ходу робочого органу. Так, при амплітуді $a = 0,016$ м і глибині ходу робочого органу $z = 0,10$ м приведена маса змінюється у межах $0,63 \dots 1,51$ кг, а при тій же амплітуді і глибині ходу робочого органу $z = 0,12$ м – у межах $0,29 \dots 0,69$ кг.

Отриманий графік чітко відображає тенденцію зменшення приведеної маси робочого органу з ростом частоти коливань і швидкості поступального руху копача.

Результати розрахунків приведених мас при зміні частоти у межах $\nu = 7,5 \dots 20,3$ Гц і швидкості поступального руху копача у межах $V_{\Pi} = 1,4 \dots 2,2$ м/с представлені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Результати розрахунків приведених мас робочого органу

Глибина ходу робочого органу, м	Значення приведених мас, кг		
	$a = 0,008$ м	$a = 0,016$ м	$a = 0,024$ м
0,08	2,00...4,45	1,18...2,82	0,83...2,07
0,10	1,17...2,38	0,63...1,51	0,45...1,11
0,12	0,49...1,08	0,29...0,69	0,20...0,50
0,14	0,17...0,37	0,10...0,24	0,07...0,17
0,16	0,03...0,07	0,02...0,05	0,01...0,03

Відомо, що критична енергія ударних імпульсів зламування хвостової частини коренеплодів (діаметром 30...40 мм) складає 2,5...3,0 Дж [14]. Це відповідає глибині ходу робочого органу 0,10...0,12 м.

У першому наближенні енергія ударного імпульсу дорівнює кінетичній енергії робочого органу перед ударом. А тому з виразу:

$$m = \frac{2T}{V_{\Pi}^2}, \quad (2.22)$$

де m – приведена маса робочого органу; T – кінетична енергія робочого органу перед ударом; V_{Π} – швидкість поступального руху копача.

Визначаємо приведену масу, при якій відбувається зламування коренеплоду. При $V_{\Pi} = 1,4$ м/с, $m = 2,55$ кг; при $V_{\Pi} = 2,0$ м/с, $m = 1,25$ кг; при $V_{\Pi} = 2,2$ м/с, $m = 1,03$ кг. Отже отримані значення приведеної маси близькі до представлених у таблиці при $z = 0,10$ м.

Таким чином, дані розрахунки надали можливість отримати досить широкий спектр значень приведених мас робочого органу. Звичайно, при розробці конкретного вібраційного викопуючого робочого органу, ми маємо справу з конкретним значенням приведеної маси. Проте, використовуючи резу-

льтати наведених вище розрахунків, завжди можна сказати, який кінематичний режим руху робочого органу забезпечує дана приведена маса з умов незламування коренеплодів. Більш того, вибравши конкретне значення приведеної маси із отриманого спектру значень приведених мас (або близьке до нього), можна розрахувати значення допустимих частот для більш широкого спектру амплітуд, глибин ходу робочого органу, швидкостей поступального руху копача.

Дані розрахунки можна провести, використовуючи вираз (2.15).

Наприклад, вибираємо з табл.2.1 значення приведеної маси $m = 1,5$ кг, яка належить діапазону приведених мас $m = 1,17 \dots 2,38$ (глибина ходу робочого органу – 0,10 м, амплітуда коливань – 0,008 м).

За виразом (2.20) розраховуємо допустиму частоту коливань робочого органу як функцію від швидкості поступального руху копача і амплітуди коливань робочого органу, тобто $\nu = \nu(V_{II}, a)$. При цьому швидкість поступального руху копача змінюється у межах 1,4...2,2 м/с, а амплітуда – у межах 0,008...0,024 м.

Результати розрахунків наведено у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Розрахункова допустима частота коливань робочого органу

Глибина ходу робочого органу, м	Інтервал зміни частоти коливань робочого органу, Гц
0,08	9,97...33,08
0,10	4,01...15,17
0,12	0,243...3,89

Як видно з таблиці 2.2, діапазон частот $\nu = 0,243 \dots 3,89$ Гц забезпечує незламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу 0,12 м і менше, діапазон частот $\nu = 4,01 \dots 15,17$ Гц забезпечує незламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу 0,10 м і менше, а діапазон частот $\nu = 9,97 \dots 33,08$ Гц – на глибині ходу робочого органу 0,08 м і менше. Таким чином, теоретично можна розрахувати значення частот коливань робочого

органу з умов незламування коренеплодів для досить широкого спектру кінематичних режимів роботи вібраційного викопуючого органу.

Нижче наведено графік функції $\nu = \nu(V_p, a)$ та контурний графік для приведеної маси робочого органу $m = 1,5$ кг та глибини ходу $z = 0,10$ м (рис.2.5).

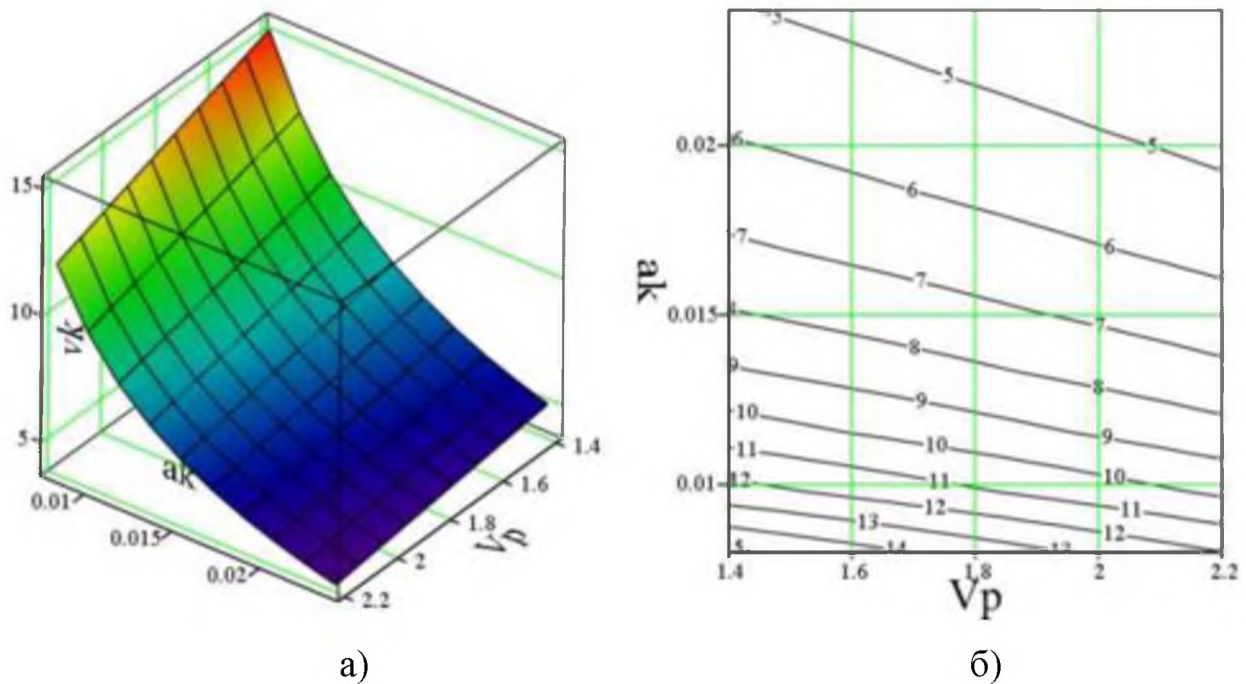


Рисунок 2.5 - Поверхня (а) та контурний графік (б) значень допустимої частоти коливань робочого органу $\nu = \nu(V_p, a)$, Гц, за умови незламування коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом (глибина ходу робочого органу $z = 0,10$ м; приведена маса робочого органу $m = 1,5$ кг)

Як видно з наведеного графіка, допустима частота досить істотно залежить від амплітуди коливань робочого органу: зі збільшенням амплітуди коливань допустима частота різко зменшується. Допустима частота коливань також зменшується зі зростанням швидкості поступального руху копача.

Отже, розроблена теорія ударної взаємодії робочого органу з закріпленим у ґрунті коренеплодом дає можливість з допомогою персонального комп'ютера розрахувати досить широкий спектр кінематичних режимів роботи

вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних і технологічних параметрів з умов незламування хвостової частини коренеплодів.

2.4 Висновки

1. Обґрунтовано принципову схему бурякозбирального комбайна, обладнаного вібраційними дисковими копачами

2. Розроблено креслення конструкції вібраційного дискового копача.

3. Встановлено, що подача вороху, який викопується сферичними дисками знаходиться в межах $W_e = 147,8...184,6$ кг/с, при одночасному збиранні 6 рядків буряків.

4. Встановлено наступні діапазони значень режимів роботи вібраційного дискового копача:

- амплітуда коливань робочого органу $a = 8$ мм...24 мм;
- частота коливань робочого органу $\nu = 7,5...20,3$ Гц;
- швидкість поступального руху копача $V_{II} = 1,4...2,2$ м/с.

5. З умов незламування хвостової частини коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

6. Визначено досить широкий спектр приведених мас та допустимих частот коливань вібраційного викопуючого робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплодів.

3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Розглянувши конструкції та провівши аналіз різних типів копачів для викопування цукрових буряків, а також результатів їх досліджень, виникла необхідність звернути більшу увагу на коливальні викопуючі органи бурякозбиральних машин та вивчення роботи цих вузлів.

Експериментальні дослідження коливальних викопуючих органів повинні встановити вплив таких факторів, як робоча швидкість агрегату, частота обертання ексцентрикового вала на тяговий опір дискового копача.

Актуальність проведення експериментальних досліджень визначається тим, що в літературних джерелах відсутні дані по вивченню основних параметрів коливальних дискових викопуючих органів, а також дані, які характеризують їх ефективність.

Підсумовуючи вищесказане та в зв'язку з основними завданнями, викладеними в першому розділі, на базі теоретичного аналізу роботи коливального викопуючого органу розроблена програма та методика експериментальних досліджень вібраційних копачів.

Загальною програмою експериментальних досліджень передбачається:

- а) визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами;
- б) визначення робочої швидкості коренезбиральної машини;
- в) визначення частоти обертання ексцентрикового вала.

Для виконання вищевказаної програми експериментальних досліджень необхідно вирішити наступні питання:

- розробити методику проведення окремих етапів досліджень;
- вибрати необхідне стандартне обладнання;
- розробити конструкцію лабораторно-польової установки;
- виготовити необхідну кількість змінних деталей;
- організувати проведення досліджень у відповідності із методикою планування експериментів та обробкою результатів досліджень.

Для проведення експериментальних досліджень необхідно було організувати спостереження за виконання технологічного процесу методом вимірювань. При цьому проведення повних досліджень було розділено на два етапи: пошукові і основні дослідження.

Пошукові проводились по схемі:

- визначення факторів, що впливають на процес розкришування ґрунту;
- визначення впливу найважливіших факторів на виконання технологічного процесу;
- перевірку частини методики умов проведення дослідів;
- перевірку пристроїв стосовно умов проведення дослідів;
- визначення даних, необхідних для підрахунку кількості дослідів.

Пошукові дослідження не дають змоги повністю розкрити закономірності виконання технологічного процесу, вони можуть виконуватись до розробки методики досліджень, у процесі їх розробки або після них.

Для вибору основних факторів на другому етапі досліджень було проведено дослідження, які передбачали складання плану двофакторного експерименту. Для проведення пошукових та основних дослідів необхідно було виготовити експериментальну установку із набором змінних деталей.

3.2 Опис експериментальної установки та апаратури, що використовується при експериментальних дослідженнях

Для визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами була запропонована лабораторна установка, зображена на рис. 3.1. До металевої плити 1 під кутом 90^0 приварена лінійка 2 з міліметровою шкалою, на якій за допомогою фіксатора 4 кріпиться кутник 3.

Копач складається із сферичного диска 1, вісь 2 якого встановлена в стійці 3 на шарикопідшипниках. Для очищення внутрішньої поверхні диска від налиплого ґрунту на стійці копача встановлений чистик. В внутрішній частині диска встановлено корененапрямник, який призначений для зміщення коренеплодів, які розташовані з великим відхиленням від осі рядка або вибиті гичкозбиральною машиною і усунення їх пошкодження гострою кромкою сферичного диска.

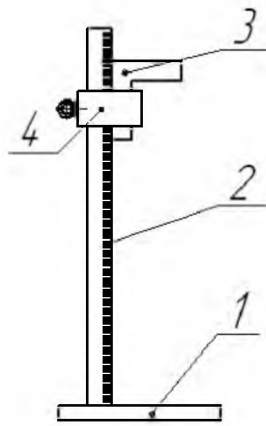


Рисунок. 3.1 - Схема лабораторної установки для тарування руйнування крихкого покриття: 1 - металева плита 300x200x10 мм; 2 - лінійка; 3 - кутник; 4 – фіксатор

Для зниження тягового опору і покращення процесу викопування коренеплодів пропонуємо надати копачу вібрації. Для цього брус, до якого кріпляться стійка дискових копачів, надаємо поперечних коливань в горизонтальній площині до напрямку руху машини. Коливання забезпечує ексцентриковий механізм (рис.3.2), корпус, якого жорстко кріпиться на поперечному брусі, кінці якого ковзають в направляючих рами конструкції.

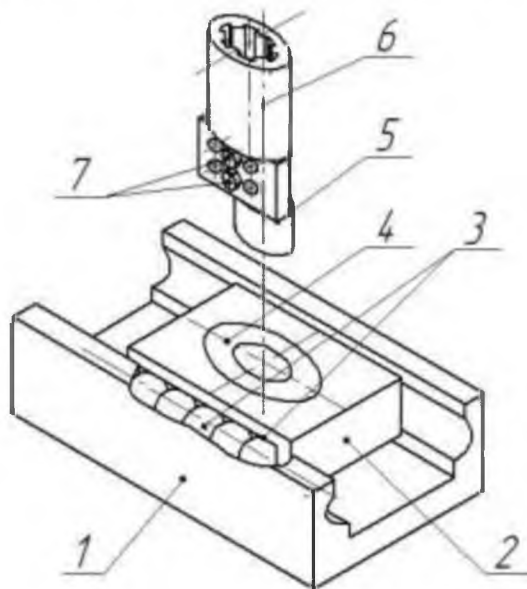


Рисунок 3.2 – Ексцентриковий механізм: 1 – корпус; 2- повзун; 2 – кульки підшипника; 4 – підшипник; 5 – ексцентрик; 6 – вал-хвостовик; 7 - болти

Даний ексцентриковий механізм складається з корпусу 1, який має поздовжній виріз з двома бічними канавками, в яких перекочуються кульки з підшипника 3. Ці кульки зібрані в два блоки і розміщуються в канавках повзуна 2. За рахунок цього повзун 2 здійснює переміщення в корпусі 1. Посередині повзуна 2 запресований кульковий підшипник 4, в якого входить кінець ексцентрика 5, що за допомогою болтів 7 кріпиться до вала-хвостовика 6. Планка ексцентрика 6 має отвори, які забезпечують три положення кріплення ексцентрика 5 відносно вала-хвостовика бі тим самим зміну ексцентрету або амплітуди коливань. Вал-хвостовик 6 зверху має шліцеву втулку, в яку входить вихідний вал кінцевого редуктора.

При обертанні вала-хвостовика 6, ексцентрик 5, який обертається, в підшипнику 4 повзуна 3, буде призводити поздовжні і поперечні коливання останнього. За рахунок того, що повзун 2 вільно переміщується вздовж корпусу 1, то корпус 1 буде здійснювати тільки поперечні коливання, амплітуда яких залежить від величини ексцентрету.

Досліди в лабораторних умовах мають проходити на експериментальній установці зображеній на рис. 3.3.

Лабораторна установка для визначення таких параметрів - робочої швидкості та частоти коливань, являє собою встановлену на візку 4 ґрунтового каналу раму 2 із сферичним дисковим копачем 1, який встановлений під кутом 30° до напрямку руху. Поперечний брус рами 2 переміщується в направляючих рами, зверху до бруса посередині приварений ексцентриковий механізм 12. Ва цього механізму шліцевим з'єднанням надітий на вихідний вал кінцевого редуктора 11, який жорстко закріплений на рамі 2 установки. Вхідний вал редуктора 11 через муфту 10 з'єднаний з електродвигуном 9 постійного струму МИ-11, який встановлений на рамі 2. На візку 3 встановлені також акумуляторна батарея 7 та реостат 8, які забезпечують необхідну частоту обертання лала електромотора 9. Візок 3 по рейках 4 переміщується вздовж ґрунтового каналу за допомогою троса 14. Між тросом 14 і лабораторною установкою кріпиться динамометр ДПУ-0,2-2.

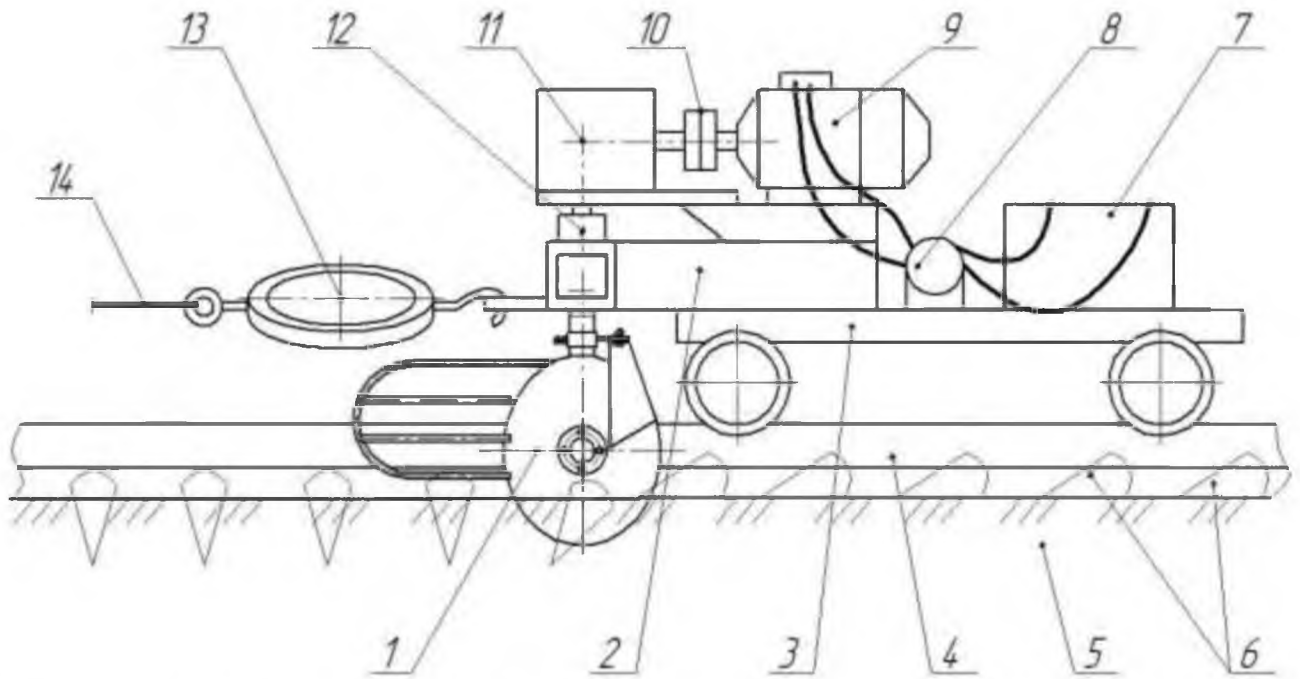


Рисунок 3.3 - Схема експериментальної установки: 1 – копач; 2 – рама; 3 – візок; 4 – рейки; 5 – ґрунт; 6 – коренеплоди; 7 – акумуляторна батарея; 8 – реостат; 9 – електродвигун; 10 – муфта; 11 – конічний редуктор; 12 – ексцентриковий механізм; 13 – динамометр; 14 - трос

Глибина встановлення сферичного диска забезпечується зміною кріплення стійки диска відносно поперечного бруса. Коренеплоди 6 закріплювались в ґрунті в один рядок з постійним інтервалом на однакову глибину, ґрунт навколо коренеплодів втрамбувався. Трос 14 намотувався на барабан силової установки (рис. 3.4), яка забезпечувала різну швидкість переміщення лабораторної установки.

Для тарування положення повзуна реостата 13 у відповідності до частоти обертання електродвигуна 10 використовували ручним тахометром HANDY.

Випробування дискових викопуючих органів бурякозбиральних машин показали [2], що під час виконання технологічного процесу, диски діють на коренеплоди і ґрунт на глибині 6-9 см. Ділова ж частина коренеплодів при даній урожайності розміщена на глибині ґрунту до 20 см. Це означає, що ґрунт розрихлюється лемешами на 1/3-1/2 глибини розміщення ділової частини

коренеплодів. Вертикальна складова сил копача діє на коренеплід на цій глибині, а решта його частина витягується з нижнього шару ґрунту при допомозі сили, яка передається через коренеплід. Обрив хвостової частини коренеплоду залежить від величини цієї сили. Дія на нього знакоперемінних сил значно знижує її.

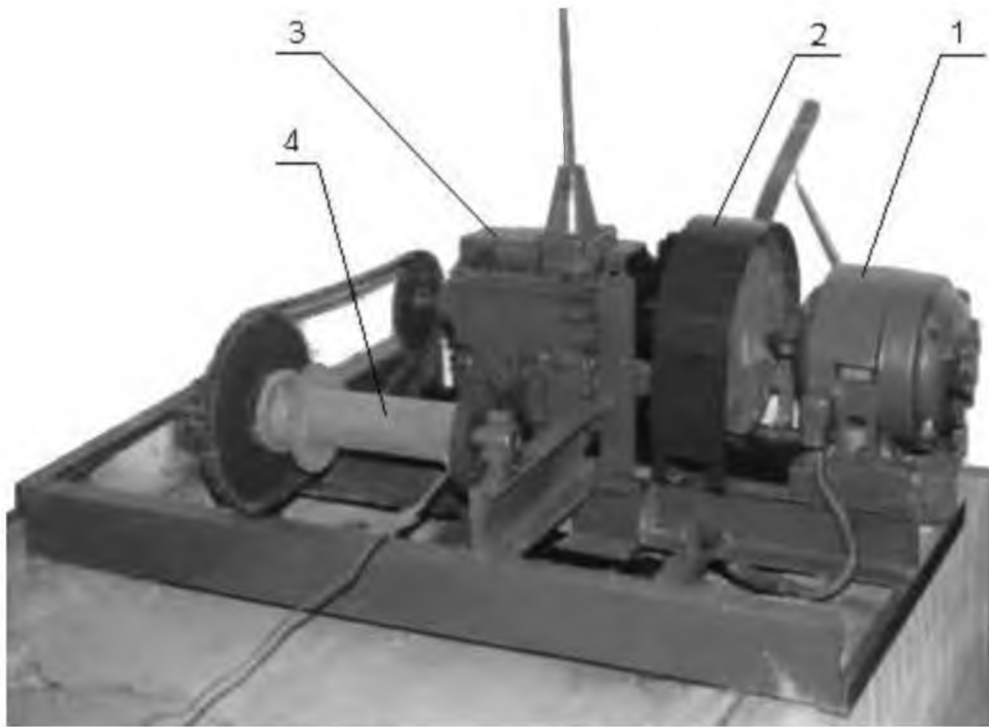


Рисунок 3.4 - Силова установка: 1 – електродвигун 4А132S6УЗ; 2 – зчеплення; 3 – коробка зміни швидкостей; 4 – барабан

Проведені дослідження показали, що степінь пошкодження коренеплоду також залежить від частоти коливань диска. Для підсилення даного ефекту й була розроблена конструкція вібраційного дискового копача з ексцентриковим приводом. Дослідження проводились при різних швидкостях обертання ексцентрикового вала і руху викопуючого агрегату.

При вібраційному витягуванні в процесі вертикального переміщення коренеплоди за рахунок надання їм значних прискорень інтенсивно очищаються від ґрунту. Так, на коренеплодах, що витягують дискові копачі, є 35-40 % налиплого ґрунту, а вібраційним копачем – тільки 10-12 %. Зниження тягового опору в 2,5-3 рази (1,9-3,1 кВт проти 10,7 кВт) в порівнянні з

пасивним. З підвищенням швидкості опір віброкопача, на відміну від дискового зростає менш інтенсивно. Ці способи мають недоліки, які описані в розділі 1.

Після проведення кожного наступного дослідження потрібно змінювати фактори що впливають на якісні показники (пошкодження коренеплоду, та його очищення від ґрунту).

Ми прийняли трьохразову повторюваність дослідження і після кожного дослідження змінюємо швидкість руху, частоту обертання ексцентрикового вала, амплітуду коливань, також проводимо визначення тягового опору дискового копача за показами динамометра.

Послідовність проведення дослідів при різних робочих швидкостях руху агрегату і частоті обертання ексцентрикового вала встановили методом рандомізації у відповідності до план-матриць проведення багатofакторних експериментів (див.п.4.1).

Найкращі результати по викопуванню коренеплодів досягаються при таких показниках швидкості руху агрегату і частоті обертання ексцентрикового вала, які забезпечують викопування коренеплодів з найменшим ступенем пошкодження.

3.3 Методика статистичної обробки даних

При проведенні дослідів ми маємо справу з параметрами які потрібно визначати за допомогою знаходження середнього статистичного (або арифметичного) та середньоквадратичного відхилень з числа повторень n .

Середнє статистичне значення x_{cp} та середнє квадратичне відхилення S_c визначалися за наступними формулами:

$$x_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3.1)$$

$$S_c = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_{cp})^2}{n-1}}, \quad (3.2)$$

Як відомо, неможливо провести абсолютно точно будь-яке вимірювання. Так при вимірюванні будь-яким приладом певної величини похибку приймають рівною цій поділці вимірювального приладу. Крім цього ми визначали абсолютні Δ та відносні δ похибки за наступними формулами:

$$\Delta = a - x, \quad (3.3)$$

$$\delta = \frac{\Delta}{a}, \quad (3.4)$$

де a – дійсне значення величини.

Також, для зручності, відносну похибку виражали у відсотках, тоді:

$$\delta = \frac{\Delta}{a} \cdot 100\%, \quad (3.5)$$

Бралось до уваги і те, що поняття похибки напряду пов'язане з поняттям точності: чим вища похибка, тим нижча точність і, навпаки, чим вища точність, тим нижча похибка.

Застосовували ми також коефіцієнт варіації для характеристики розсіювання (мінливості) статичного розподілу. Цей коефіцієнт визначали за формулою:

$$V = \frac{S_C}{x_{cp}} \cdot 100\%, \quad (3.6)$$

Всі розрахунки проводились із застосуванням комп'ютера що забезпечувало їх високу точність. Для визначення деяких значень величин також використовувались спеціалізовані комп'ютерні програми, результатами яких були розрахунки проведені з високою точністю.

Абсолютну вологість ґрунту визначаємо за формулою:

$$W = \frac{m_v}{m} \cdot 100\%, \quad (3.7)$$

де m_v – маса води, яка випарувалась, г;

m – маса абсолютно сухого ґрунту, г.

Твердість ґрунту визначаємо ґрунтовим твердоміром ПН-65-Н у місцях визначення вологості у п'ятикратній повторюваності.

Твердість ґрунту визначаємо за формулою:

$$P = \frac{h_{cp} \cdot q}{S}, \quad (3.8)$$

де h_{cp} – середня ордината діаграм твердості, мм;

q – масштаб пружини, Н/мм;

s – площа поперечного перерізу плунжера, мм².

Середня ордината діаграм твердості:

$$h_{cp} = \frac{F}{l}, \quad (3.9)$$

де F – площа діаграми, мм²;

l – довжина діаграми, мм.

На всій дослідній ділянці розраховуємо середнє значення твердості ґрунту (по шарах) як середнє арифметичне із п'яти дослідів.

До проходу експериментальної установки визначаємо фракційний склад ґрунту за допомогою спеціального ящика розміром 500×350×150 мм.

Степінь кришіння ґрунту ε (%) у відповідності з вимогами агротехніки визначається із співвідношення:

$$\varepsilon = \frac{m_{1-10}}{Q} \cdot 100\% \quad (3.10)$$

де m_{1-10} – маса частинок розміром від 1 до 10 мм;

Q – загальна маса проби.

Щільність ґрунту визначаємо за формулою:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (3.11)$$

де m – маса ґрунту із всього ящика, г;

V – об'єм ящика, см³. м

Час проходження експериментальною установкою залікової ділянки фіксуємо секундоміром, а швидкість руху розраховуємо за формулою:

$$V_M = \frac{3,6 \cdot \Delta l}{t_{np}}, \quad (3.12)$$

де Δl – пройдений шлях (довжина ділянки), м;

t_{np} – час проходження, с.

3.4 Методика визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами

Мета дослідів – визначити енергію, поглинену при зіткненні коренеплоду з робочими органами бурякозбиральної машини.

Досліди проводились в лабораторних умовах на лабораторній установці, зображеної на рис. 3.1. Поверхня буряка оброблялась спеціальним розчином. При проведенні експериментальних досліджень був зроблений вибір складу крихкого покриття : каніфоль - 99,65% і віск бджолиний - 0,35%. При такому складі крихкого покриття виключається поява тріщин на поверхні коренеплоду, що не взаємодіє з поверхнею, в яку вдаряється коренеплід [6].

Перед нанесенням крихкого покриття коренеплоди цукрового буряка промивалися і просушувалися при кімнатній температурі до повного видалення вологи з їх поверхні. Для отримання оптимальної товщини крихкого покриття, коренеплоди витримувалися в тепловій камері при температурі 50...60°C протягом 30 хвилин. Підготовка коренеплодів до експерименту полягала в тому, що вони опускалися в розчин крихкого покриття, розігрітий до температури 80...90°C, витримувалися в нім 2...3 секунди і повільно виймалися. Після чого 5...7 секунд коренеплід витримувалася над ємкістю з розчином, потім охолоджувалася при кімнатній температурі до повного затвердіння крихкого покриття.

Проміжок часу між обробкою коренеплодів і проведенням дослідів не повинен перевищувати 1...1,5 доби, при зберіганні коренеплодів в діапазоні температур 5...10°C.

Енергія, поглинена при ударі, задавалася висотою падіння коренеплоду (заздалегідь за допомогою ваг відбиралися коренеплоду масою 860 ± 20 г), за допомогою лінійки 2, трикутника 3, і розраховувалася по формулі:

$$W = mgh(1 - k^2), \quad (3.13)$$

де W - енергія, поглинена при ударі, Дж;

m - маса коренеплоду, кг;

h - висота падіння коренеплоду, м;

k - коефіцієнт відновлення [], при падінні коренеплоду на залізну плиту $k = 0,59$, а при вдарянні об гуму - $k = 0,73$.

Висота падіння змінювалась від 0,05 м до 0,5 м з інтервалом 0,05 м.

При взаємодії коренеплоду з металевою плитою, на ній з'являються характерні плями у вигляді матових поверхонь округлої форми з чітко видними межами плями. Залежність поглиненої енергії і руйнування крихкого покриття на коренеплодах визначалася за величиною діаметру плями, вимірюваної штангенциркулем на його межі з точністю до 0,1 мм. За найменшим і найбільшим вимірам обчислювалося середнє значення, яке бралось за показник поглиненої енергії.

Досліди робились у трьохразовій повторюваності. Отримані дані статистично обробляються за формулами 3.1, 3.2 і 3.6.

3.5 Методика дослідження впливу робочої швидкості агрегату та частоти обертання ексцентрикового вала на тяговий опір дискового копача

Метою досліджень є виявлення таких значень швидкості бурякозбирального комбайна та частоти коливань, які б забезпечували викопування з найменшим тяговим опором дискового копача.

Тяговий опір дискового копача:

$$F_m = f(v; \mathcal{G}_m), \text{ кН}$$

де ν – частота обертання ексцентрикового вала або частота коливань сферичного диска, Гц; \mathcal{G}_m – поступальна швидкість машини, м/с.

Глибина ходу дискового копача становила 90 мм, кут атаки диска, виставлявся – 30^0 , амплітуда коливань диска – 16 мм.

Аналіз апріорної інформації показує наступне.

Оптимізацію технологічного процесу можна уявити як маршрут, по якому рухається дослідник з деякої вихідної точки в область екстремуму (максимуму або мінімуму).

Для вирішення поставленої задачі використаємо математичний метод планування експерименту, такий, що потребує меншої кількості дослідів, а значить коштів і часу.

Оптимізацію багатofакторних систем найчастіше здійснюють у три етапи. На початку, розглядаючи вплив факторів, що вирішуються на двох рівнях, за методом Бокса-Уілсона отримують повне квадратне рівняння регресії і перевіряють на адекватність його лінійну частину. У випадку невиконання умови адекватності лінійної моделі необхідно провести додаткові досліді, ще на одному середньому рівні варіювання факторів і побудувавши за отриманим рівнянням регресії поверхню відгуку знайти оптимальні значення даних факторів. У такому разі вирішення задачі обмежується першим етапом. Якщо вимога адекватності задовольняється, то переходять до другого етапу

На даному етапі використовуючи метод “крутого сходження”; рухаючись в напрямку найбільшої зміни критерію оптимізації, проробляємо додаткові досліді і знаходимо уявну зону знаходження оптимуму.

На третьому етапі для уточнення розміщення оптимуму експерименти проводяться в майже стаціонарній області, яка описується рівнянням регресії другого і більш високого порядку. За побудованою поверхнею регресії та проєкціями її двомірних січень знаходимо оптимальні значення факторів, що досліджуються.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Визначення енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами

Досліди по визначенню енергії, поглиненої при зіткненні коренеплоду з робочими органами проводилися у лабораторних умовах згідно з методикою, описаною в п.3.2.

В результаті обробки дослідних даних побудовано тарувальний графік поглиненої коренеплодом енергії і діаметру плями руйнування крихкого покриття на коренеплодах цукрових буряків (рис. 4.1).

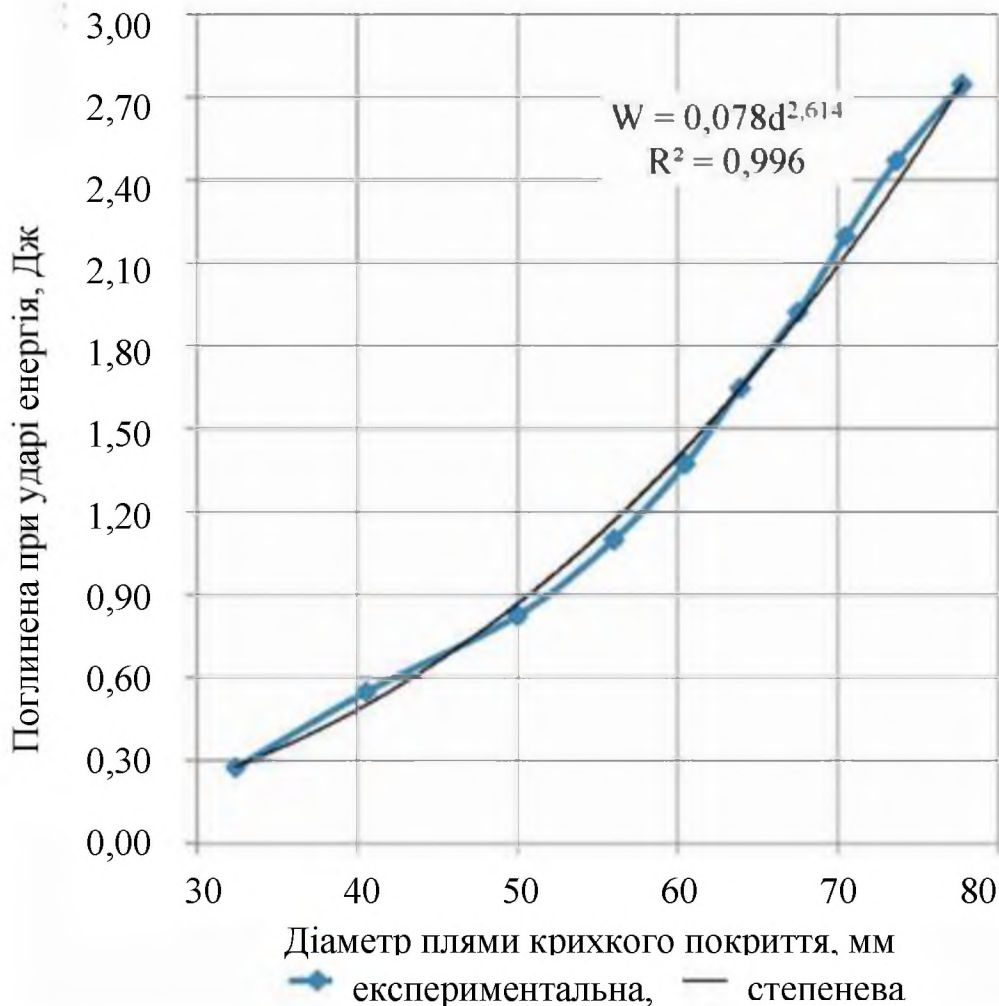


Рисунок 4.1 - Тарувальний графік поглиненої коренеплодом енергії і діаметру плями руйнування крихкого покриття на коренеплодах буряків

Тарувальний графік (рис. 4.1) може бути використаний для визначення енергії поглиненою при взаємодії коренеплоду із робочими органами

викопувального пристрою. Отримана емпірична залежність, приведена на рис 4.1, дозволяє обчислювати значення поглиненої енергії при зіткненні коренеплодів з робочими органами по діаметру плями руйнування крихкого покриття з величиною достовірності апроксимації R^2 більш 0,99.

4.2 Визначення впливу робочої швидкості агрегату та частоти обертання ексцентрикового вала на тяговий опір дискового копача

В зв'язку з неможливістю проведення експериментів через відсутність експериментальної установки досліди проводилися умовно, тобто необхідні дані експериментів бралися з прийнятої гіпотези, розробленої на основі аналізу апіорної інформації.

Як перший етап оптимізації на основі математичного планування експерименту, знайдемо лінійне рівняння регресії, що описує вплив робочої швидкості агрегату та частоти обертання ексцентрикового вала на тяговий опір дискового копача. Для цього використаємо метод Бокса-Уілсона.

Спочатку закодуємо фактори для переведення натуральних значень у безрозмірні величини з метою побудови плану-матриці експерименту. Зв'язок між кодovими і натуральними значеннями факторів встановлюється залежністю:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (4.1)$$

де x_i , X_i – відповідно кодове та натуральне значення і-го фактора;

X_{i0} – натуральне значення і-го фактора на нульовому рівні;

ΔX_i – інтервал варіювання і-го фактора.

Після закінчення кодування факторів (табл. 4.1) складають план-матрицю експерименту для чотирьох дослідів ($n=2^2=4$). При цьому дослід №1 являє собою сукупність x_1 і x_2 на нижньому рівні, дослід №2 сукупність x_1 на нижньому рівні, а x_2 – на верхньому рівнях; дослід №4 – x_1 і x_2 на верхньому

рівні. План-матриця поданий у табл. 4.2, він називається планом першого порядку і дозволяє проводити незалежну оцінку коефіцієнтів регресії.

Таблиця 4.1 - Результати кодування факторів

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				Натуральні			Кодові		
				Верхній	Нижній	Нульовий	Верхній	Нижній	Нульовий
Частота обертання ексцентрикового вала, Гц	X_1	x_1	2	6	2	4	+1	-1	0
Швидкість агрегату, м/с	X_2	x_2	0,25	0,75	0,25	0,5	+1	-1	0

Таблиця 4.2 -План-матриця ПФЕ 2^2

Номер дослідження (точка плану)	Значення кодованих факторів		Взаємодія кодованих факторів x_1x_2
	x_1	x_2	
1	-1	-1	+1
2	+1	-1	-1
3	-1	+1	-1
4	+1	+1	+1

Після цього проводиться рандомізація дослідів з метою встановлення послідовності їх проведення. Справа в тому, що у залежить не тільки від x_1 і x_2 , а й від інших факторів, які можуть бути невідомі досліднику. Проявлення невідомих факторів (наприклад, вологість ґрунту) може по-різному відзначитися на результатах експерименту і буде залежати від того, чи будемо ми проводити дослід в послідовності 1, 2, 3, 4 (див табл. 4.2) або 1, 3, 2, 4 чи в будь якій іншій послідовності. Щоб виключити цей вплив, встановлюється випадковий порядок постановки дослідів у часі, для чого користуються таблицями випадкових величин.

В результаті отримали таку послідовність проведення дослідів: 2, 3, 1, 4. Проводимо досліди в трьох повторюваностях, тоді послідовність 2, 3, 1, 4 будемо вважати такою, що належить до першої послідовності; нехай для другої і третьої повторюваностей вибраним способом ми отримали ще дві послідовності: 2, 1, 3, 4 та 3, 2, 4, 1.

Нехай у подальшому при проведенні дослідів (при реалізації плану-матриці експерименту) ми одержимо дані, подані в табл. 4.3, де u – номер дослідів, u_1 – номер дослідів в першій повторюваності (в першій реалізації плану), u_2 – номер дослідів в другій повторюваності (другій реалізації плану) тощо.

Таблиця 4.3 - Умови проведення і результати дослідів

Точка плану і номер дослідів, u	x_1	x_2	x_1x_2	Вихідний параметр y , кН			Середнє арифметичне значення вихідного параметра \bar{y}_u
				Перша повторюваність y_{u_1}	Друга повторюваність y_{u_2}	Третя повторюваність y_{u_3}	
1	-1	-1	+1	5,85	6	6	5,95
2	+1	-1	-1	5,35	5,48	5,37	5,4
3	-1	+1	-1	5,55	5,4	5,34	5,43
4	+1	+1	+1	4,45	4,59	4,61	4,55

Значення y_{u_1} , y_{u_2} і y_{u_3} в таблиці 4.3 отримані в результаті дослідів, а значення \bar{y}_u - при розрахунках за формулою $\bar{y}_u = 1/3 \cdot (y_{u_1} + y_{u_2} + y_{u_3})$. Необхідно перевірити їх відтворюваність.

Перевірка відтворюваності дослідів при однаковому числі повторюваностей для кожного дослідів (для кожної точки плану) проводиться за критерієм Кохрена, табличне значення якого позначимо $G(0,05;n;f_u)$, де 0,05 означає 5 %-й рівень значущості (дорівнює $1-\alpha$, де α - довірна ймовірність; n – число незалежних оцінок дисперсії (число дослідів); $f_u = m_0 - 1$ – число ступенів

вільності кожної оцінки, тут m_0 – число повторюваностей. Перевірка відтворюваності проводиться за умови:

$$G \leq G(0,05;n;f_u), \quad (4.2)$$

де

$$G = \frac{S_{U_{max}}^2}{\left(\sum_{U=1}^n \overline{S_U}\right)}, \quad (4.3)$$

Тут S_u^2 - дисперсія, що характеризує розсіювання результатів в u -му досліді (тобто на u -му поєднанні рівнів факторів); $S_{u_{max}}^2$ - найбільша із дисперсій.

$$\overline{S_u}^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{i_k=1}^{m_0} (y_{ui_k} - \overline{y_u})^2, \quad (4.4)$$

де i_k – номер повторюваності;

y_{ui_k} - вихідний параметр при i_k повторюваності.

Дисперсія відтворюваності (помилка дослід) визначається за формулою:

$$S_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n S_u^2, \quad (4.5)$$

У нашому випадку $m_0 = 3$, $n = 4$;

$$S_{u_1}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((5,85-5,95)^2 + (6-5,95)^2 + (6-5,95)^2) = 0,0075 \%;$$

$$S_{u_2}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((5,35-5,4)^2 + (5,48-5,4)^2 + (5,37-5,4)^2) = 0,0049 \%;$$

$$S_{u_3}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((5,55-5,43)^2 + (5,4-5,43)^2 + (5,34-5,43)^2) = 0,012 \%;$$

$$S_{u_4}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((4,45-4,55)^2 + (4,59-4,55)^2 + (4,61-4,55)^2) = 0,0076 \%.$$

$$S_y^2 = \frac{1}{4} \cdot (0,0075+0,0049+0,012+0,0076) = 0,008 \%.$$

Підставивши значення $S_{u_1}^2$, $S_{u_2}^2$, $S_{u_3}^2$ і $S_{u_4}^2$ в (4.3) отримаємо:

$$G = 0,012/0,032 = 0,38$$

Табличне значення критерію Кохрена при $n = 4$ і $f_u = m_0 - 1 = 2$, буде 0,770. Число 0,770 більше від 0,38, тому приходимо до висновку, що процес відтворюється.

Оскільки розглядуваний процес відтворюваний, то вираховують коефіцієнти рівняння регресії. Вище вказувалось, що повноту очищення будемо визначати у формі неповного квадратного рівняння, тому за даними табл. 4.3 необхідно визначити коефіцієнти b_0, b_1, b_2, b_{12} за такими залежностями:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n \bar{y}_u; \\ b_i &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u; \\ b_{ij} &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u; \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

де n – число точок плану (число дослідів);

\bar{y}_u - середнє арифметичне значення вихідного параметра в u -му досліді;

x_{iu} - значення i -го кодованого фактора в рядку матриці в u -му досліді;

x_{ju} - значення j -го кодованого фактора в ряду матриці в u -му досліді.

Отже, в нашому випадку отримаємо:

$$\begin{aligned} b_0 &= \frac{5,95 + 5,4 + 5,43 + 4,55}{4} = 5,33\%; \\ b_1 &= \frac{(-1) \cdot 5,95 + (+1) \cdot 5,4 + (-1) \cdot 5,43 + (+1) \cdot 4,55}{4} = -0,358\%; \\ b_2 &= \frac{(-1) \cdot 5,95 + (-1) \cdot 5,4 + (+1) \cdot 5,43 + (+1) \cdot 4,55}{4} = -0,34\%; \\ b_{12} &= \frac{(+1) \cdot 5,95 + (-1) \cdot 5,4 + (-1) \cdot 5,43 + (+1) \cdot 4,55}{4} = -0,008\%; \end{aligned}$$

Рівняння регресії буде мати вигляд:

$$y = 5,33 - 0,35 \cdot x_1 - 0,34 \cdot x_2 - 0,008 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (4.7)$$

Перевірка адекватності рівняння проводиться спочатку на лінійній частині $y = 5,33 - 0,35 \cdot x_1 - 0,34 \cdot x_2$ за допомогою критерію Фішера F . Адекватність матиме місце, коли виконується нерівність:

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (4.8)$$

де S_{ad}^2 - дисперсія адекватності;

$F(0,05; f_{ad}; f_y)$ - критерій Фішера при 5 %-му рівні значущості;

f_{ad} - число ступенів вільності дисперсії адекватності,

$f_{ad} = n - k - 1 = 4 - 2 - 1 = 1$ (k – число факторів, у нашому випадку $k=2$);

f_y - число ступенів вільності дисперсії відтворюваності.

$$f_y = n(m_0 - 1), \quad (4.9)$$

де m_0 – число повторюваностей. $f_y = 4(3 - 1) = 8$.

Дисперсія S_{ad}^2 обчислюється за формулою

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n - k - 1} \sum_{u=1}^n (y - \bar{y}_u)^2, \quad (4.10)$$

де y – розрахункове значення відгуку в i -му досліді лінійної частини формули (4.7).

Для дослідів №1 відгук $y^{(1)}=6,02$, і для решти дослідів $y^{(2)}=5,32$; $y^{(3)}=5,34$; $y^{(4)}=4,64$. Відповідне значення $(y - \bar{y}_u)$ для першого дослідів дорівнює $(6,02 - 5,95)^2=0,0049$; для другого $(5,32 - 5,4)^2=0,0064$; для третього $(5,34 - 5,43)^2=0,0081$; для четвертого $(4,64 - 4,55)^2=0,0081$.

Таким чином, значення F критерію Фішера при дисперсії:

$$S_{ad}^2 = \frac{0,0049 + 0,0064 + 0,0081 + 0,0081}{4 - 2 - 1} = 0,027;$$

$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}$, де S_y^2 визначене вище і складає 2,5, буде:

$F = 0,027/0,008=3,43 < F(0,05; 1; 8) = 5,318$, де 5,318 – число в таблиці.

Після перевірки адекватності рівняння проводиться оцінка значущості коефіцієнтів регресії за допомогою критерію Стюдента. Коефіцієнт вважається значущим (таким, що суттєво впливає на відгук), якщо виконується нерівність.

$$b_a \geq \Delta b_a = t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (4.11)$$

де b_a – коефіцієнти b_0 , b_i і b_{ij} у формулах (4.6);

Δb_a – довірча границя;

$t(0,05; f_y)$ – критерій Стюдента при 5 %-му рівні значущості та числі ступенів вільності дисперсії відтворюваності f_y за (4.8).

Рівень значущості дорівнює $1 - \alpha$, де α - довірча ймовірність.

З урахуванням цього критерій Стюдента можна визначити за таблицею [13], де приводяться його значення залежно від α . Оскільки при 5 %-му рівні значущості $\alpha = 0,05$, а $f_y=8$, то при таких α і f в таблиці $t = 2,3$; тоді $\Delta b_a = 2,3 \frac{\sqrt{0,0081}}{\sqrt{4}} = 0,05$. Оскільки $b_0=5,33$; $b_1=-0,358$; $b_2=-0,34$; $b_{12}=-0,008$, то всі одержані в рівнянні (4.7) коефіцієнти значущі, за винятком коефіцієнта перед взаємодією факторів $b_{12}=0,008$, який менший за $\Delta b_a=0,05$.

На основі викладеного приходимо до висновку, що рівняння (4.7) добре описує явище, яке визначається, при цьому останнім членом $0,008x_1x_2$ можна знехтувати.

Аналізуючи отримане рівняння регресії (4.7) видно, що значення y зменшується при збільшенні x_1 та збільшенні x_2 . При цьому вплив фактора x_2 менший ніж x_1 .

Перейдемо до рівняння регресії у натуральному вигляді:

$$x_1 = \frac{X_1 - X_{10}}{\Delta X_1}, \quad (4.12)$$

$$x_2 = \frac{X_2 - X_{20}}{\Delta X_2}, \quad (4.13)$$

При $X_{10}=4$ Гц, $\Delta X_1=2$ Гц, $X_{20}=0,5$ м/с, $\Delta X_2=0,25$ м/с,

$$x_1 = \frac{X_1 - 4}{2}; \quad x_2 = \frac{X_2 - 0,5}{0,25};$$

$$y = 5,33 - 0,35 \cdot \left(\frac{X_1 - 4}{2} \right) - 0,34 \cdot \left(\frac{X_2 - 0,5}{0,25} \right) = 6,71 - 0,18 \cdot X_1 - 1,36 \cdot X_2;$$

Дане рівняння використаємо для визначення напрямку та кроків руху за градієнтом, тобто методу “крутого сходження”. Методика цього методу наступна:

1. Розрахуємо складові градієнта:

$$b_1 \Delta X_1 = 0,18 \cdot 2 = 0,36;$$

$$b_2 \Delta X_2 = 1,36 \cdot 0,25 = 0,34.$$

2. В якості базового (опорного) приймаємо фактор X_2 , для якого добуток ($b_2 \Delta X_2$) вийшов меншим за модулем. З позиції доцільності призначимо крок

його зміни (крок $\Delta X'_2$ приймаємо меншим за попередній крок ΔX_2 , найчастіше в 2 рази):

$$\Delta X'_2 = 0,125y.$$

3. Розраховуємо співвідношення по базовому фактору:

$$K_1 = \left| \frac{\Delta X_1}{\Delta X_2} \right| = \frac{2}{0,25} = 8;$$

4. Визначаємо крок для фактора x_2 :

$$\Delta X'_1 = \Delta X'_2 \cdot K_2 = 0,125 \cdot 8 = 1;$$

5. Умови проведення 5, 6, 7, 8, 9, 10-го дослідів одержимо додаванням $\Delta X'_1=1$ і $\Delta X'_2=0,125$ до основних нульових рівнів факторів.

Для наглядності заповнимо таблицю 4.4.

Таблиця 4.4 - Розрахунок крутого сходження

Параметри	Фактори		Функція відгуку, y
	X_1	X_2	
1	2	3	4
Основний (нульовий) рівень	4	0,5	-
Інтервал варіювання ΔX_i	2	0,25	-
Коефіцієнт рівняння регресії b_i	0,18	1,36	-
Добуток $b_i \cdot \Delta X_i$	0,36	0,34	-
Крок для зміни фактора $\Delta X'_i$	1	0,125	-
Заокруглення $\Delta X'_i$	1	0,125	-
Досліди: 4	5	0,625	4,8
5	6	0,75	4,5
6	7	0,875	4,2
7	8	1	3,5
8	9	1,125	3,3
9	10	1,25	2,6
10	11	1,378	2,2
11	12	1,5	1,75
12	13	1,625	1,4
13	14	1,75	0,75
14	15	1,875	0,7
15	16	2	2,8

Після проведення другої серії дослідів виявилось, що оптимум досягається у 14-му досліді. Значить, можна вважати, що оптимальним є

значення факторів $X_1=15$, $X_2=1,875$. Для перевірки такого припущення ставиться повний факторний експеримент, в якому отримані значення факторів приймаються в якості основного рівня.

Перейдемо тепер до заключного етапу. В області оптимуму для опису поверхні відгуку необхідно розв'язати рівняння регресії 2-го порядку. Для цього розглянемо вищевказані фактори на трьох рівнях з тими ж інтервалами варіювання що брали при методі “крутого сходження”. Аналогічно до першого етапу закодуємо фактори.

Таблиця 4.5 - Результати кодування факторів

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				натуральні			кодові		
				нижній	нульовий	верхній	Нульовий	нульовий	верхній
Частота обертання ексцентрикового вала, Гц	X_1	x_1	1	14	15	16	-1	0	+1
Швидкість агрегату, м/с	X_2	x_2	0,125	1,75	1,875	2	-1	0	+1

Для складання план-матриці візьмемо метод ортогонального композиційного планування, так як при ньому коефіцієнти регресії оцінюються незалежно, тому фактори з незначущими коефіцієнтами можна відкидати без перерахунку останніх значущих факторів. Проводячи за вибраним планом у трьохразовій повторюваності досліди, заповнюємо таблицю 4.6.

Значення y_1 , y_2 і y_3 в таблиці 4.6 отримані в результаті дослідів, а значення \bar{y}_U - при розрахунках за формулою $\bar{y}_U = 1/3 \cdot (y_1 + y_2 + y_3)$. Необхідно перевірити їх відтворюваність. Цю перевірку здійснюємо аналогічно з описаним вище прикладом, що відповідає першому етапу.

Таблиця 4.6 - Умови проведення і результати дослідів

Точки	№ дос- ліду, u	X_1	X_2	Вихідний параметр, y			Середнє значення, \bar{y}_U
				y_1	y_2	y_3	
Ядро 2^2	1	-1	-1	0,8	0,7	0,6	0,7
	2	+1	-1	1,4	1,5	1,6	1,5
	3	-1	+1	1,75	1,85	1,65	1,75
	4	+1	+1	2,9	2,8	2,7	2,8
Зіркові точки	5	-1	0	1	1,2	1,1	1,1
	6	+1	0	1,9	2,1	2	2
	7	0	-1	0,1	0,2	0,3	0,2
	8	0	+1	1,9	2	2,1	2
Нульова точка	9	0	0	0,6	0,7	0,8	0,7

У нашому випадку $m_0 = 3$, $n = 4$; тоді за формулою 4.4 обрахуємо:

$$S_{u_1}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((0,8-0,7)^2 + (0,7-0,7)^2 + (0,6-0,7)^2) = 0,1 \text{ \%};$$

$$S_{u_2}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((1,4-1,5)^2 + (1,5-1,5)^2 + (1,6-1,5)^2) = 0,1 \text{ \%};$$

$$S_{u_3}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((1,75-1,75)^2 + (1,85-1,75)^2 + (1,65-1,75)^2) = 0,1 \text{ \%};$$

$$S_{u_4}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((2,9-2,8)^2 + (2,8-2,8)^2 + (2,7-2,8)^2) = 0,1 \text{ \%};$$

$$S_{u_5}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((1-1,1)^2 + (1,2-1,1)^2 + (1,1-1,1)^2) = 0,1 \text{ \%};$$

$$S_{u_6}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((1,9-2)^2 + (2,1-2)^2 + (2-2)^2) = 0,1 \text{ \%};$$

$$S_{u_7}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((0,1-0,2)^2 + (0,2-0,2)^2 + (0,3-0,2)^2) = 0,1 \text{ \%};$$

$$S_{u_8}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((1,9-2)^2 + (2-2)^2 + (2,1-2)^2) = 0,1 \text{ \%};$$

$$S_{u_9}^2 = \frac{1}{3-1} \cdot ((0,6-0,7)^2 + (0,7-0,7)^2 + (0,8-0,7)^2) = 0,1 \%;$$

За формулою 4.5 знаходимо:

$$S_y^2 = \frac{1}{9} \cdot (0,1+0,1+0,1+0,1+0,1+0,1+0,1+0,1+0,1) = 0,1 \%.$$

Підставивши значення $S_{u_1}^2$, $S_{u_2}^2$, $S_{u_3}^2$ і $S_{u_4}^2$ в 4.3 отримаємо:

$$G = \frac{0,01}{0,01 + 0,01 + 0,01 + 0,01 + 0,01 + 0,01 + 0,01 + 0,01 + 0,01} = 0,11.$$

Табличне значення критерію Кохрена при $n = 9$ і $f_u = m_0 - 1 = 2$, буде 0,477. Число 0,477 більше від 0,11, тому приходимо до висновку, що процес відтворюється.

Для подальших обрахунків використаємо спеціальну комп'ютерну програму "PLAN". Результати обчислень приведені в додатку Б. Отримане рівняння регресії має вигляд:

$$y = 0,8167 + 0,4583 \cdot x_1 + 0,06917 \cdot x_2 + 0,675 \cdot x_1^2 + 0,225 \cdot x_2^2 + 0,0625 \cdot x_1 \cdot x_2 \quad (4.14)$$

Степінь вільності $f_y = 18$; дисперсія адекватності $S_{ad}^2 = 0,161$; дисперсія відтворюваності $S_y^2 = 0,1$; розрахунковий критерій Фішера:

$$F_{розр} = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} = \frac{0,161}{0,1} = 1,61$$

Користуючись додатком знаходимо табличні значення критерію Фішера $F(0,05;6;10) = 3,217$ та $F(0,05;6;20) = 2,599$. Використовуючи лінійну інтерполяцію знаходимо:

$$F(0,05;6;18) = 3,217 + (2,599 - 3,217) \frac{18 - 10}{20 - 10} = 2,723.$$

Що більше за $F_{розр}$, значить модель адекватна.

Для перевірки значущості коефіцієнтів рівняння регресії порівнюємо розрахункові коефіцієнти Стюдента для кожного окремого коефіцієнта рівняння регресії з табличним значенням. $t_{табл}(0,05;f_y) = 2,1$. Коефіцієнти

значущості за умови, що $t_{\text{ірозр}} \geq t_{\text{табл}}$. Дану умову не задовольняє коефіцієнт b_{12} , тому його можна викинути з рівняння регресії, при цьому буде задовольнятися 95 % довірча ймовірність. Але так, як наступні операції будуть виконуватись на комп'ютері і врахування всіх коефіцієнтів регресії не призведе до незручностей при обчисленні ми будемо враховувати як значущі так і незначущий коефіцієнт рівняння регресії.

Використовуючи можливості комп'ютерного забезпечення MatCAD за отриманим рівнянням регресії (4.6) будемо поверхню відгуку та проекції двомірних січень поверхні відгуку на площину x_1x_2 (додаток В). Після чого графічним способом визначаємо максимальне значення параметра Y та координати точок x_1 і x_2 , що відповідають йому. Переходячи від кодових значень x_1 і x_2 до натуральних X_1 і X_2 отримуємо шукані оптимальні значення факторів.

4.3 Висновки

Після проведення математичного планування експерименту та оптимізації параметрів ми отримали рівняння регресії, що має вигляд:

$$y = 0,8167 + 0,4583 \cdot x_1 + 0,06917 \cdot x_2 + 0,675 \cdot x_1^2 + 0,225 \cdot x_2^2 + 0,0625 \cdot x_1 \cdot x_2$$

Переходячи від кодових значень x_1 і x_2 до натуральних X_1 і X_2 отримуємо шукані оптимальні значення факторів, а саме:

Частота обертання ексцентрикового вала: $X_1 = 14,85$ Гц.

Швидкість агрегату: $X_2 = 1,825$ м/с.

5 ДАНІ ДО ЕКОНОМІЧНОГО ОБҐРУНТУВАННЯ МАШИНИ

На сучасному етапі використання коренезбиральної техніки в сільському господарстві залишається однією з найбільш ресурсо- та енергозатратних технологічних операцій. Збирання цукрових буряків характеризується високою трудомісткістю та значними витратами палива, що обумовлено специфікою ґрунтово-кліматичних умов, фізичними властивостями коренеплодів та структурою застосовуваних машин.

У вітчизняному виробництві для збирання буряків зазвичай застосовується машина КС-6, яка оснащена дисковим викопувальним органом. Конструкція цього органу включає 12 дисків, шість із яких є активними. Привід активних дисків реалізовано через конічний редуктор з круговими зубами, що забезпечує передачу крутного моменту від двигуна до дисків, а також через карданні передачі роздавального циліндричного редуктора. При цьому вартість комплектуючих вузлів, включаючи конічний редуктор (складний у виготовленні) велика.

У розроблюваному вібраційному дисковому копачі передбачено використання лише шести дисків, які обертаються за рахунок контакту з ґрунтом, та двох ексцентрикових приводів, що забезпечують коливання двох балок із закріпленими на них стійками копачів. Така конструкція дозволяє зменшити масу викопувальних частин приблизно на 50 %, а вартість вузла — суттєво скоротити.

Застосування вібраційного підкопуючого пристрою має ряд переваг у порівнянні з традиційними дисковими копачами. По-перше, зростає технологічна надійність машини та ефективність її роботи. За попередніми розрахунками, продуктивність бурякозбирального агрегату може підвищуватися на 10–20 %. По-друге, при вертикальному витягуванні коренеплодів за рахунок значних прискорень, що надаються вібраційним робочим органом, відбувається інтенсивне очищення буряків від ґрунту. Так, на коренеплодах, викопаних дисковими копачами, налипає близько 35–40 %

грунту, тоді як при застосуванні вібраційних копачів ця величина зменшується до 10–12 % [2].

Значне зниження тягового опору є ще одним фактором економічної ефективності. При використанні віброуючих дискових копачів тяговий опір зменшується в 2,5–3 рази, що дозволяє знизити потужність, необхідну для роботи машини, з 10,7 кВт до 1,9–3,1 кВт. Це забезпечує суттєву економію енерговитрат, а відповідно, і зниження експлуатаційних витрат.

Використання нових конструкцій копачів із коливальними та віброуючими робочими органами є перспективним напрямком удосконалення коренезбиральної техніки. Такі машини дозволяють підвищити якість очищення коренеплодів, зменшити втрати при викопуванні, а також скоротити енергетичні витрати. Якісне викопування коренеплодів забезпечує можливість продовження термінів зберігання буряків у кагатах або сховищах, оскільки знижується кількість пошкоджених ділянок, особливо хвостової частини кореня, що впливає на збереження цукристості.

Вібраційні копачі забезпечують більш дбайливе підкопування та зменшують ймовірність обламування хвостової частини буряка. У результаті, економічна ефективність роботи агрегату підвищується, а енергозатрати на одиницю продукції знижуються.

Економічне обґрунтування застосування вібраційних дискових копачів показує, що зниження маси та спрощення конструкції приводів дозволяє зменшити витрати на виготовлення машини приблизно до 5 %. Одночасно, підвищення продуктивності та зниження енергоспоживання сприяє зменшенню собівартості вирощеного буряка.

У підсумку, впровадження вібраційних дискових копачів дозволяє суттєво підвищити продуктивність і надійність бурякозбиральних машин, зменшити витрати на енергоносії та експлуатацію, а також поліпшити якість збирання коренеплодів. Це робить даний напрямок удосконалення машин перспективним і актуальним для аграрного виробництва України.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Таким чином, після виконання роботи по розрахунку вібраційного копача можна зробити наступні висновки:

1. Обґрунтовано принципову схему бурякозбирального комбайна, обладнаного вібраційними дисковими копачами

2. На основі теоретичних досліджень визначено геометричні параметри дискового копача: діаметр $D=450$ мм та радіус сферичної поверхні $R=600$ мм. Диски необхідно встановлювати під кутом атаки $\alpha = 20...30^\circ$ залежно від глибини викопувальної щілини

3. Розроблено креслення конструкції вібраційного дискового копача.

4. Встановлено, що подача вороху, який викопується сферичними дисками знаходиться в межах $W_e = 147,8...184,6$ кг/с, при одночасному збиранні 6 рядків буряків.

5. Виведено формулу для визначення загального тягового опору кореневикопувальної машини

6. Встановлено наступні діапазони значень режимів роботи вібраційного дискового копача:

- амплітуда коливань робочого органу $a = 8$ мм...24 мм;
- частота коливань робочого органу $\nu = 7,5...20,3$ Гц;
- швидкість поступального руху копача $V_{II} = 1,4...2,2$ м/с.

7. На основі умов незламування хвостової частини коренеплодів отримано аналітичний вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструктивних характеристик та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

8. Встановлено широкий спектр приведених мас та відповідних допустимих частот коливань вібраційного викопуючого робочого органу, що забезпечують незламування хвостової частини коренеплодів.

9. Розроблено схему лабораторної установки та методику проведення експериментів у лабораторних умовах за допомогою ґрунтового каналу.

10. Запропоновано методику визначення енергії, поглиненої коренеплодом при зіткненні з робочими органами вібраційного копача, та побудовано тарувальний графік залежності діаметру плями руйнування крихкого покриття від поглиненої енергії.

11. Проведено математичне планування експерименту та оптимізацію основних параметрів: частоти обертання ексцентрикового вала (15 Гц) та швидкості агрегату (1,75 м/с).

Отримані результати мають суттєве значення та можуть представляти інтерес для науковців, керівників машинобудівних підприємств і фірм, зацікавлених у модернізації технологічних процесів. Подальші дослідження, спрямовані на зниження трудових витрат та впровадження автоматизованої техніки при вирощуванні й збиранні сільськогосподарської продукції, залишаються надзвичайно актуальними.

Пошукові експерименти підтверджують високу технологічну ефективність і перспективність застосування вібраційного методу викопування коренеплодів з ексцентриковим приводом.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

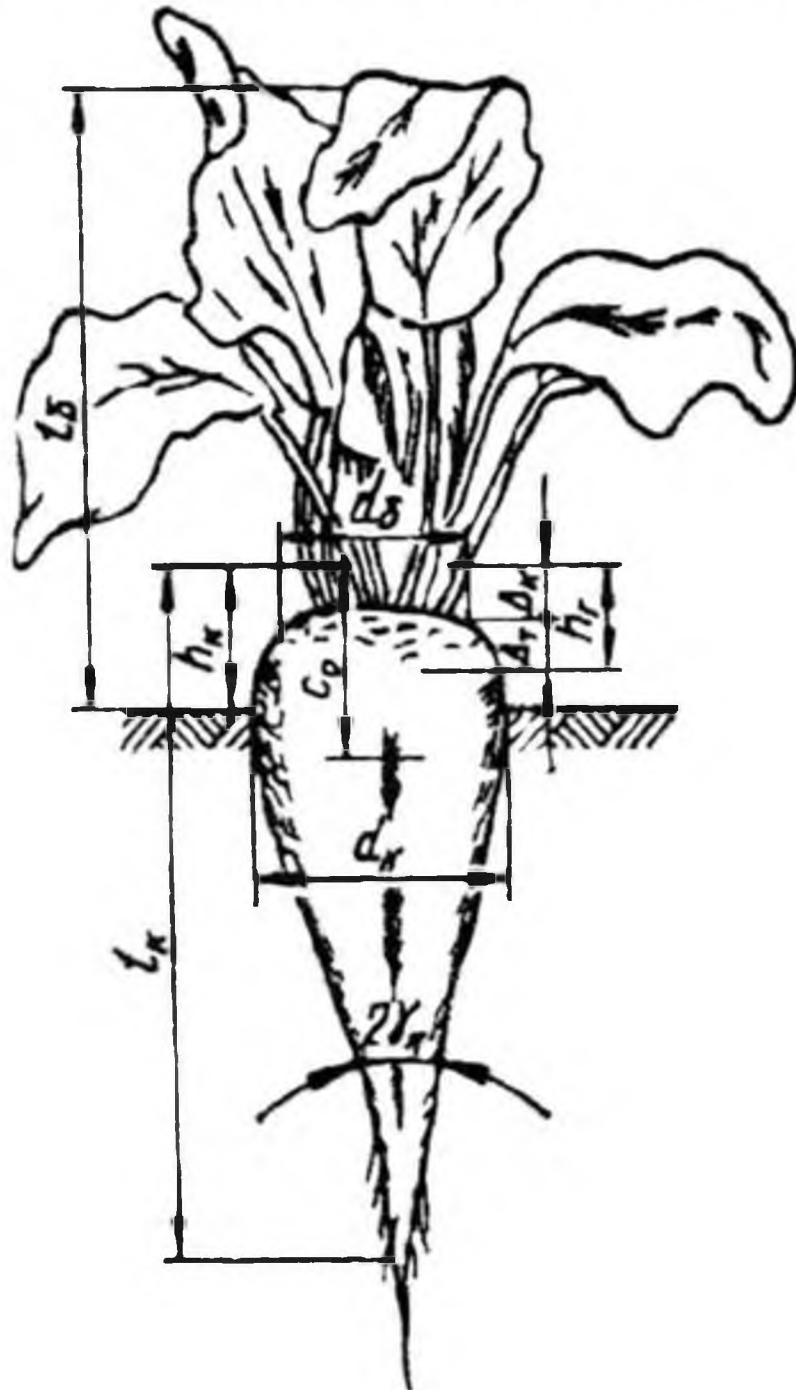
1. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом цукрового буряка, закріпленим у ґрунті // Механізація та електрифікація с/г: Міжвід. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. №92. – С. – 26-42
2. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. 245 с.
3. Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.
4. Вища математика: факти і формули, задачі і тести : навч. посіб. / О. В. Нікулін, Т. В. Наконечна. – Дніпропетровськ : Біла К. О., 2015. – 188 с.
5. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: Конструювання і розрахунок. – Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 119 с.
6. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Т., Синій С.В. та ін. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки. – Луцьк: ЛДТУ, 1999. – 168 с.
7. Гудован Л.И. Машина коренезбиральна самохідна РКС-6. – Т.: Збруч, 1989.
8. ДСТУ 2258-93. Машини бурякозбиральні.- Київ.: Держстандарт України, 1993.- 18 с.
9. Кваліфікаційна робота магістра [Текст] : методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра для здобувачів другого (магістерського) рівня освітньо-професійної програми «Агроінженерія» галузь знань 20 Аграрні науки та продовольство спеціальності 208 Агроінженерія денної та заочної форм навчання / уклад. В.В. Сацюк, Р.В. Кірчук, Л.Ю. Забродоцька. – Луцьк : Луцький НТУ, 2020. – 60 с.
10. Коренеплоди цукрових буряків для промислового перероблення. Технічні умови: ДСТУ 4327:2004. - [Чинний від 2004-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2003. – 10 с. – (Національний стандарт України).

11. Методологія наукових досліджень з основами інтелектуальної власності [Текст] : конспект лекцій для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти освітньої програми «Агроінженерія» галузі знань 20 Аграрні науки та продовольство спеціальності 208 Агроінженерія денної та заочної форм навчання / уклад. С.Ф. Юхимчук. – Луцьк : ЛНТУ, 2023. – 132 с.
- 12.Погорелый Л.В., Татьянко Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
- 13.Хайліс Г.А. Основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин: Навч. посібник. – Київ: Вид-во УСГА, 1992. – 240 с.
- 14.Хелемендик М.М. та ін. Цукрові буряки на заході України. – Луцьк: Надстир'я, 2001. – 200 с.
- 15.Цукрові буряки (вирощування, збирання, зберігання) / Шпаар Д., Драгер Д., Каленська С. та ін.; за ред. Д. Шпаара. – К. : ННЦ ІАЕ, 2005. – 340 с
- 16.Шмат К. І. Методи і принципи проектування сільськогосподарських машин і агрегатів : навч. посіб. / К. І. Шмат, П. В. Сисолін, О. Є. Самарін [та ін.] ; М-во освіти і науки України, Херсон. держ. техн. унт. Херсон : Олдіплюс, 2004. 176 с
- 17.Юхимчук С.Ф., Толстушко М.М., Дацюк Л.М. Обґрунтування параметрів вібровилчастого копача // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 14- Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006.-С. 201-208
- 18.Nevko R., Brukhanskyi R., Flonts I., Synii S., Klendii O. Advances in methods of cleaning root crops. Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series II. Transilvania University Press Brasov, Romania. 2018. Vol. 11(60). № 1. PP. 127-138.
- 19.Krumov I. Varringerug der Verluste bei der Zuckerrubenente. – Akademie Landwirtschaftswissenschaften der DDR Tagungsbericht, 1985. - Bd1. - №229. – s.163-168
- 20.Thompson J. Sugar Beet harvesting machine. // British Sugar Beet Review.- 1987.- Vol.58.- № 4.- p.59.

ДОДАТКИ

Додаток А

Агрофізичні характеристики коренеплоду цукрового буряка



$d_k = 62 - 122$ мм - діаметр; $l_k = 130 - 260$ мм - довжина; $d_r = 50 - 100$ мм - діаметр пучка гички; $h_r = 10,4 - 32,4$ мм - висота голівки коренеплоду; $h_k = 18,4 - 42,4$ мм - висота голівки коренеплоду над рівнем ґрунту; $c_0 = 94$ мм - координата центра ваги; $\Delta_k = 13,2 - 16,2$ мм - товщина зони коронки; $\Delta_r = 8,0 - 21,4$ мм - товщина зони «вічок»; $\gamma_k = 9,45 - 18,38$ град. - кут конусності

Додаток Б

***** МФК5 5 *****

ПЛАН 2-ФАКТОРНОГО ОПЫТА ДЛЯ

№	УРОВНИ ФАКТОРОВ		ЗНАЧЕНИЯ ОТКЛИКОВ		
1	-1,00	-1,00	0,800	0,700	0,600
2	1,00	-1,00	1,400	1,500	1,600
3	-1,00	1,00	1,750	1,850	1,650
4	1,00	1,00	2,900	2,800	2,700
5	-1,00	0,00	1,000	1,200	1,100
6	1,00	0,00	1,900	2,100	2,000
7	0,00	-1,00	0,100	0,200	0,300
8	0,00	1,00	1,900	2,000	2,100
9	0,00	0,00	0,600	0,700	0,800

Коэффициенты уравнения регрессии:

0-ый коэфф. =	0,8167	T-кр. =	8,1667
1-ый коэфф. =	0,4583	T-кр. =	4,5833
2-ый коэфф. =	0,0692	T-кр. =	0,6916
1 1-ый коэфф. =	0,6750	T-кр. =	6,7500
2 2-ый коэфф. =	0,2250	T-кр. =	2,2500
1 2-ый коэфф. =	0,0625	T-кр. =	0,6250

Степень свободы для T-кр. = 18

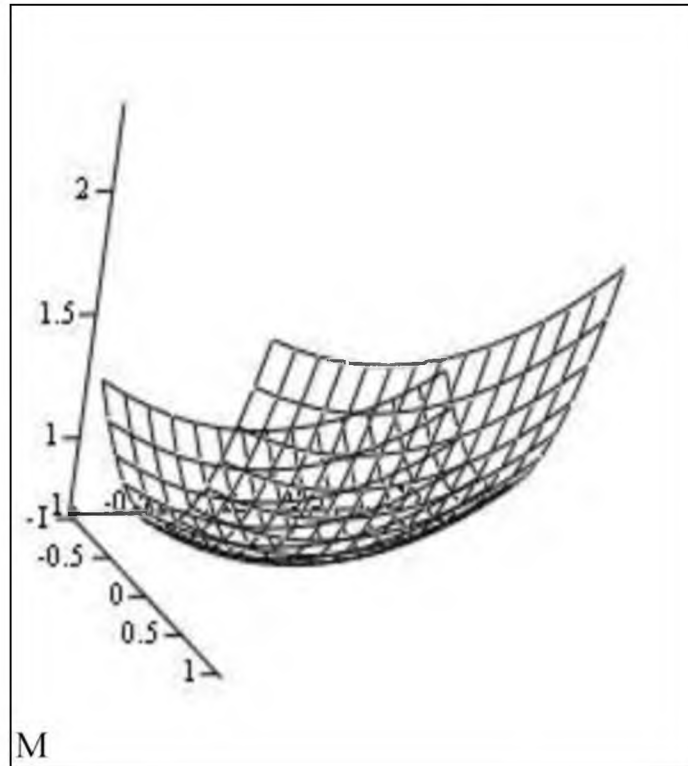
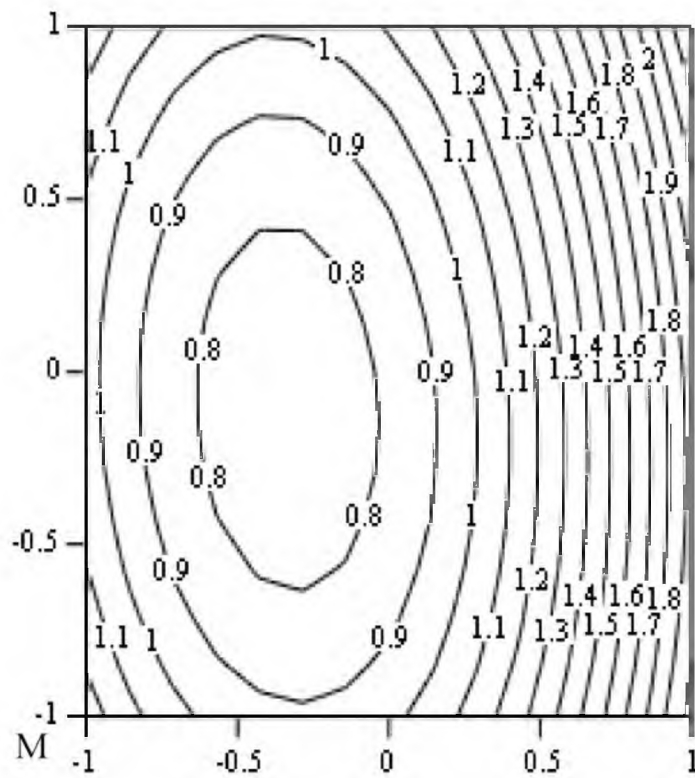
Дисперсия адекватности = 0,1610

Дисперсия воспроизводимости = 0,100

F-критерий при 3,18 степенях свободы = 1,61042

Додаток В

Поверхня відгуку

Проекція поверхні відгуку на площину $X_1 X_2$ 

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Назва	К-ть	Примітка
				<u>Документація</u>		
			КАІ.БЗК.00.00.0000ПЗ	Пояснювальна записка	1	
А1			КАІ.БЗК.01.00.0000СК	Дисковий копач	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		2	КАІ.БЗК.01.01.0000СК	Корененаправлювач	1	
		3	КАІ.БЗК.01.02.0000СК	Стійка	1	
		4	КАІ.БЗК.01.03.0000СК	Чистик	1	
				<u>Деталі</u>		
		1	КАІ.БЗК.01.00.00001	Диск	1	
		5	КАІ.БЗК.01.00.00002	Вісь	1	
		8	КАІ.БЗК.01.00.00003	Ковпак	1	
		10	КАІ.БЗК.01.00.00004	Кришка	1	
		11	КАІ.БЗК.01.00.00005	Фланець	1	
		12	КАІ.БЗК.01.00.00006	Обойма	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		14		Гайка М10-6НГОСТ 5915-70	4	
		13		Гвинт АМ10-6g×30 ГОСТ 1491-80	4	
		6		Кільце А30 ГОСТ 13942-80	1	
		7		Кільце А62 ГОСТ 13943-80	2	
		9		Підшипник 46206ГОСТ 831-75	2	
		15		Шайба 10.65Г.029ГОСТ 6402-70	4	

					<i>КАІ.БЗК.01.00.0000СК</i>			
Зм.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата	<i>Дисковий копач</i>	Літера	Аркуш	Аркушів
Розробив		<i>Комариця</i>				м	1	1
Перевірив		<i>Юхимчук</i>				<i>ЛНТУ, гр. АІм-62</i>		
Н. контр.		<i>Юхимчук</i>						
Затверд.		<i>Хомич</i>						

Тема: «Дослідження процесу викопування цукрових буряків з удосконаленням дискового копач бурякозбирального комбайна»

Мета роботи – підвищення якості викопування коренеплодів та зниження енергозатрат виконання технологічного процесу завдяки розробки конструкції та обґрунтуванні раціональних конструктивно-технологічних параметрів вібраційного дискового копача.

Об'єкт дослідження – технологічний процес вібраційного викопування коренеплодів та взаємодія дискового копача з коренеплодами та оточуючим їх ґрунтом.

Предмет дослідження – обґрунтування параметрів та режимів роботи вібраційного дискового копача, які забезпечують якісне виконання технологічного процесу та зниження енергозатрат.

Задачі:

1. Проаналізувати конструкції та способи здійснення робочих впливів на коренеплоди цукрового буряка при їх викопування наявними викопувачами та окреслити напрями підвищення ефективності їх роботи;

2. У даній роботі необхідно обґрунтувати схему бурякозбирального комбайна, обладнаного вібраційним дисковим копачем;

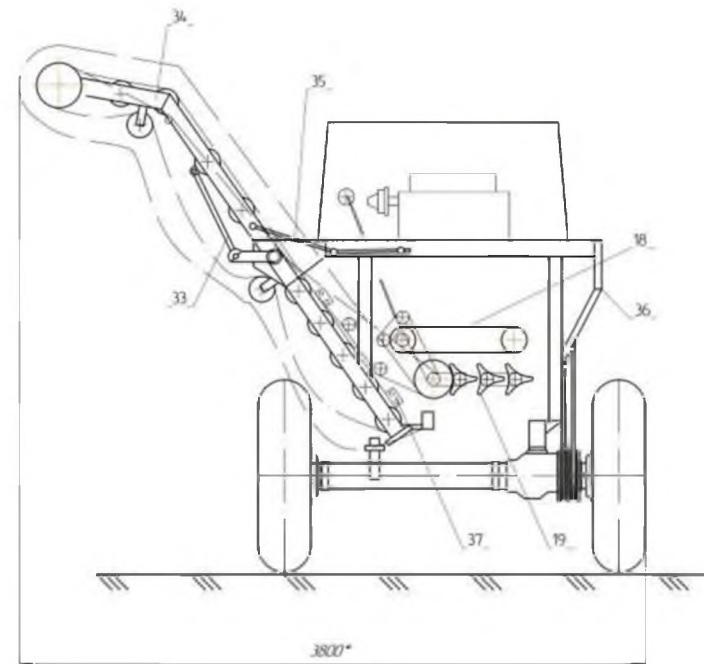
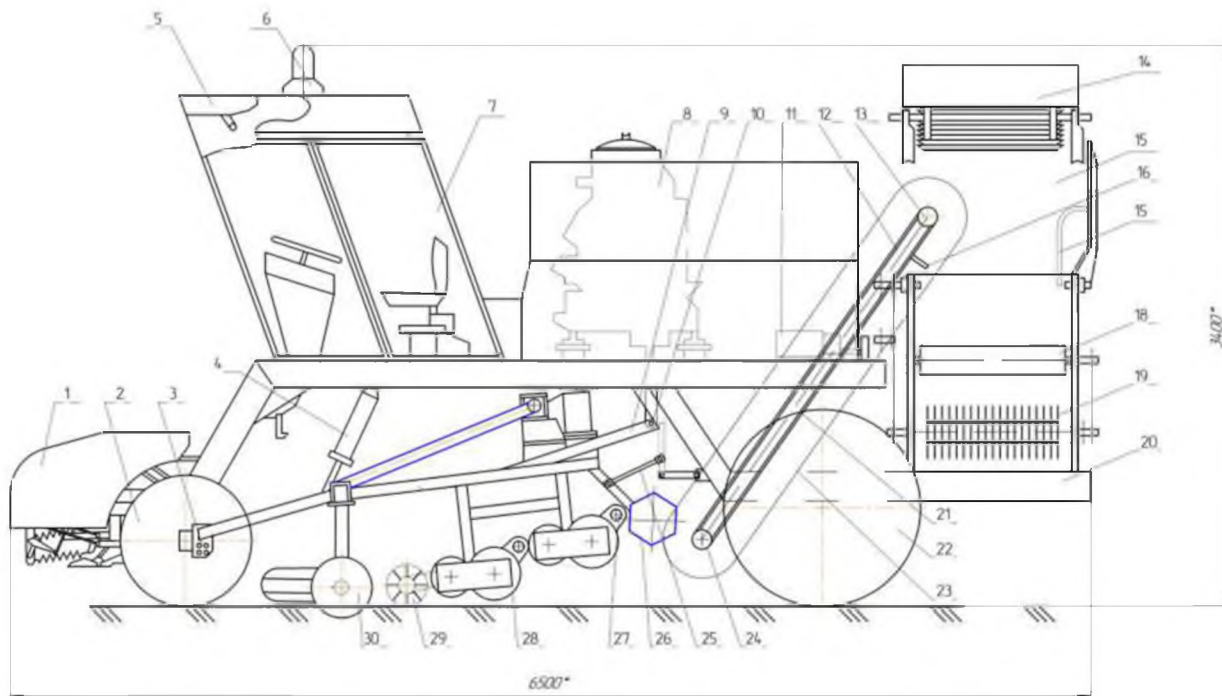
3. Розробити конструкцію вібраційного дискового копача та розрахувати основні його параметри і режими роботи;

4. Визначити подачу вороху, який викопується сферичними дисками.

5. Визначити допустимі частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу за умови непошкодження коренеплодів при їх викопуванні;

6. Запропонувати методику визначення енергії, поглиненої коренеплодом при зіткненні з робочими органами віброкопача;

7. Розробити лабораторну установку для визначення впливу робочої швидкості коренезбиральної машини і частоти обертання ексцентрикового вала приводу віброкопача на тяговий опір дискового копача та знайти оптимальні значення цих факторів використовуючи математичний метод планування експерименту.



Технічна характеристика

1. Ширина захвату, м...2,7
2. Ширина міжрядь, см...45
3. Робоча швидкість, км/год...5...9
4. Транспортна швидкість, км/год...20
5. Продуктивність, га/год...1,94
6. Висота завантаження, м...2,9...3,2

Технічні вимоги

1. *Розміри для довідок
2. Викиди чи підтікання мастила з-під ущільнювачів не допускається
3. Допускається утворення масляних плям в місцях ущільнення

				КАІ.БЗК.00.00.0000 03		
Знак	Матеріал	Кількість	Відомості	Деталь	Кт. в	Маса
Розмір	Матеріал	Кількість		№	7900	115
Матеріал	Матеріал			Листів 1		
Знак	Матеріал			гр. АІМ-21		

ВИЗНАЧЕННЯ ПОДАЧІ ВОРОХУ, ЯКИЙ ВИКОПУЄТЬСЯ СФЕРИЧНИМИ ДИСКАМИ

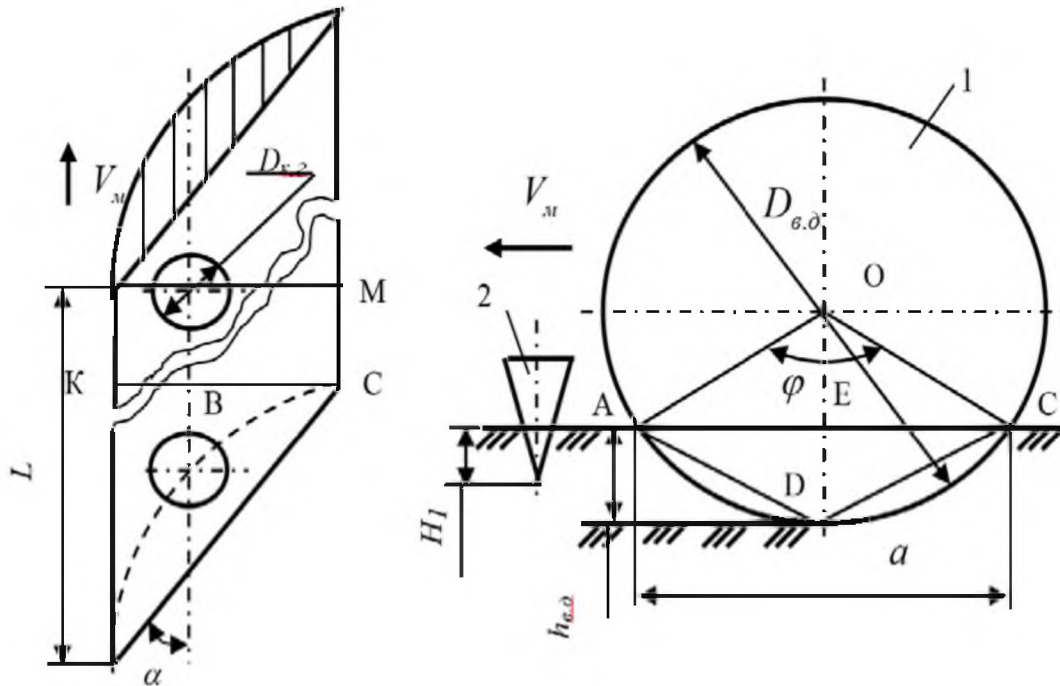


Рис.- Схема для розрахунку подачі вороху:
1 – сферичний диск; 2 – коренеплід

Подача вороху $W_{\text{в}}$, за одиницю часу становить

$$W_{\text{в}} = W_{\text{зр}} + W_{\text{к}} + W_{\text{р.д}},$$

де $W_{\text{зр}}$, $W_{\text{к}}$, $W_{\text{р.д}}$ - відповідно подача ґрунту, коренеплодів і рослинних домішок, які викопуються сферичними дисками за одиницю часу, кг/с.

Залежність для визначення подачі вороху $W_{\text{в}}$, який безпосередньо викопується сферичними дисками за час руху коренезбиральної машини $t = 1$ с має вигляд

$$W_{\text{в}} = V_{\text{м}} n \left[\rho_{\text{зр}} \left(0,125 D_{\text{с.д}}^2 X_1 - j k_{H_1 L_k}^3 X_2 \right) + j \rho_{\text{к}} X_3 + 2 X_4 \right],$$

де

$$X_1 = \pi \arccos \left(1 - \frac{8 h_{\text{с.д}} (D_{\text{с.д}} - h_{\text{с.д}})}{D_{\text{с.д}}^2} \right) / 180 - \sin \arccos \left(1 - \frac{8 h_{\text{с.д}} (D_{\text{с.д}} - h_{\text{с.д}})}{D_{\text{с.д}}^2} \right);$$

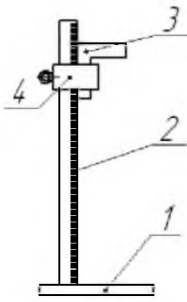
$$X_2 = \frac{\pi D_{\text{к}}^2 L_{\text{к}}^3}{(L_{\text{к}} - 0,5 D_{\text{к}})^2}; \quad X_3 = (L_{\text{к}} + 0,5 D_{\text{к}}) \frac{\pi D_{\text{к}}^2}{12};$$

$$X_4 = (0,18 U_{\text{з}} + 0,1) \sqrt{h_{\text{с.д}} (D_{\text{с.д}} - h_{\text{с.д}})} \sin \alpha.$$

При $\rho_{\text{зр}} = 1300 \text{ кг/м}^3$; $D_{\text{с.д}} = 0,45 \text{ м}$, $h_{\text{с.д}} = 0,07 \text{ м}$, $\alpha = 30^\circ$, $D_{\text{к}} = 0,15 \text{ м}$, $L_{\text{к}} = 0,25 \text{ м}$, $j = 5 \text{ шт./п.м}$, $U_{\text{з}} = 6 \text{ кг/м}^2$, $k_{H_1 L_k} = 0,3$, $\rho_{\text{к}} = 600 \text{ кг/м}^2$, при робочій швидкості руху коренезбиральної машини $V_{\text{м}} = 1,6 \dots 2,0 \text{ м/с}$, подача вороху, який викопується сферичними дисками знаходиться в межах: $W_{\text{в}} = 147,8 \dots 184,6 \text{ кг/с}$, при одночасному збиранні 6 рядків буряків.

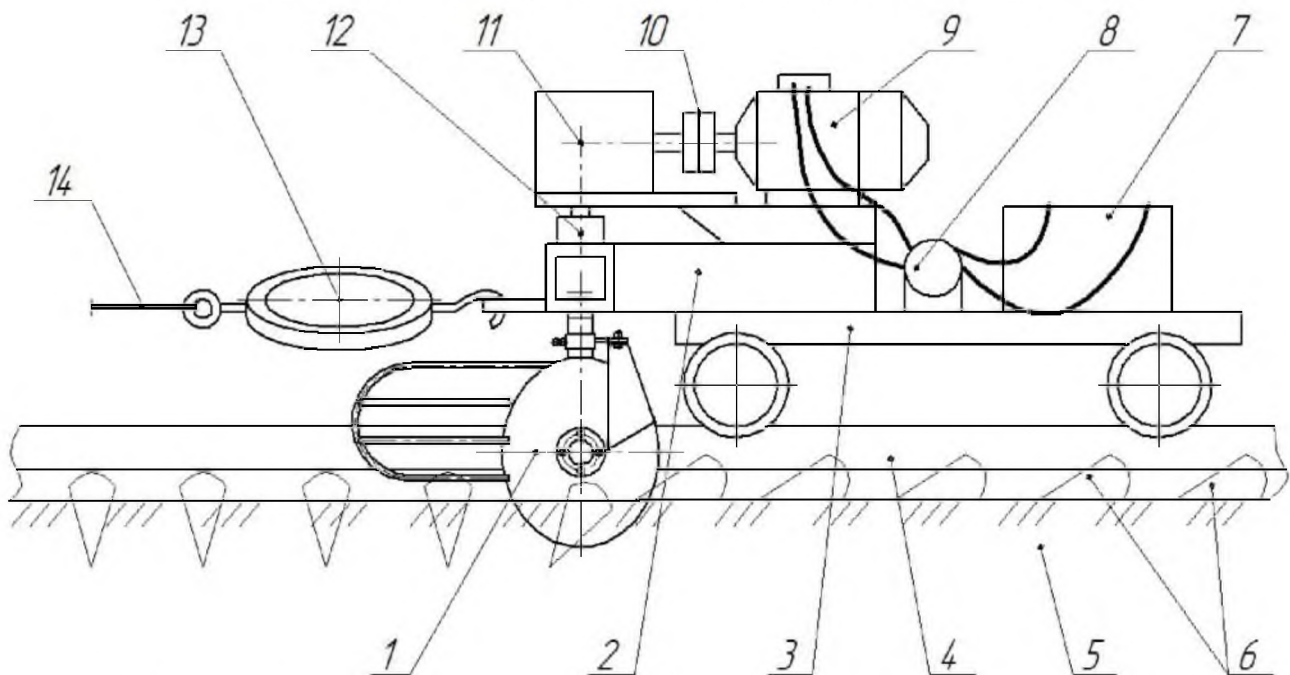
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ УСТАНОВКИ

Схема лабораторної установки для визначення енергії, поглиненої коренеплодом при ударі

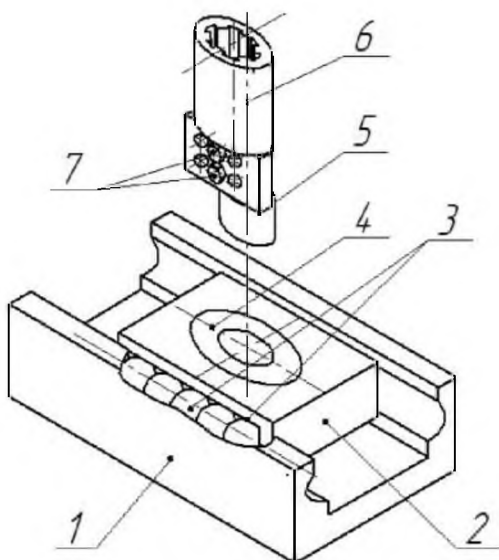


1 - металева плита 300x200x10 мм; 2 - лінійка;
3 - кутник; 4 - фіксатор

Схема експериментальної установки



1 – копач; 2 – рама; 3 – візок; 4 – рейки; 5 – ґрунт; 6 – коренеплоди; 7 – акумуляторна батарея; 8 – реостат; 9 – електродвигун; 10 – муфта; 11 – конічний редуктор; 12 – ексцентриковий механізм; 13 – динамометр; 14 - трос



Ексцентриковий механізм: 1 – корпус;
2- повзун; 2 – кульки підшипника; 4 – підшипник; 5 – ексцентрик; 6 – вал-хвостовик; 7 - болти

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГІЇ, ПОГЛИНЕНОЇ ПРИ ЗІТКНЕННІ КОРЕНЕПЛОДУ З РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

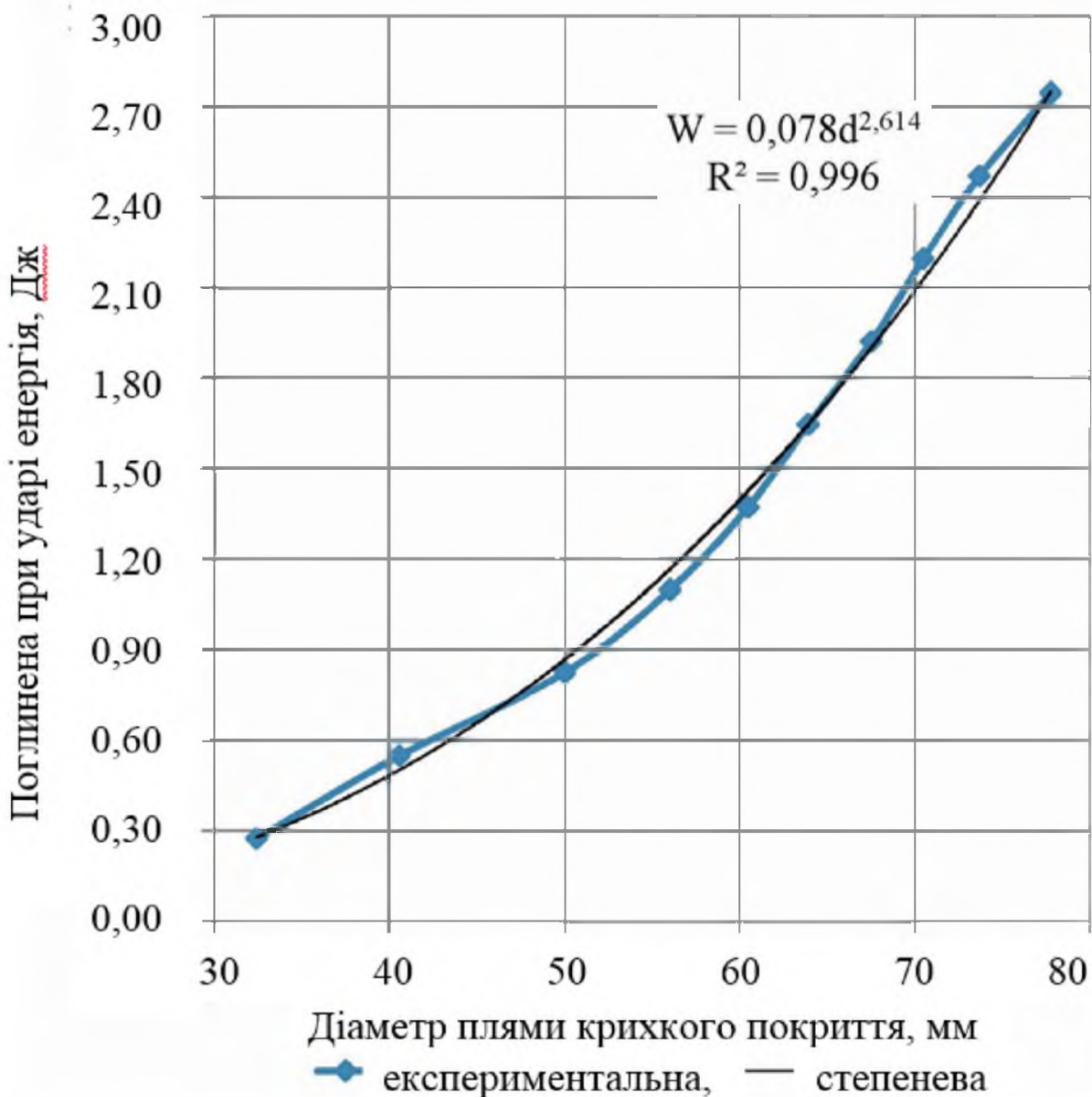
Енергія, поглинена при ударі, Дж:

$$W = mgh(1 - k^2),$$

де - енергія, поглинена при ударі; m - маса коренеплоду, кг; H - висота падіння коренеплоду, м; k - коефіцієнт відновлення, при падінні коренеплоду на залізну плиту $k = 0,59$.

Висота падіння змінювалась від 0,05 м до 0,5 м з інтервалом 0,05 м.

Тарувальний графік поглиненої коренеплодом енергії і діаметру плями руйнування крихкого покриття на коренеплодах буряків



ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ АГРЕГАТУ ТА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ЕКСЦЕНТРИКОВОГО ВАЛА НА ТЯГОВИЙ ОПІР ДИСКОВОГО КОПАЧА

Тяговий опір дискового копача:

$$F_m = f(\nu; \vartheta_M), \text{ кН}$$

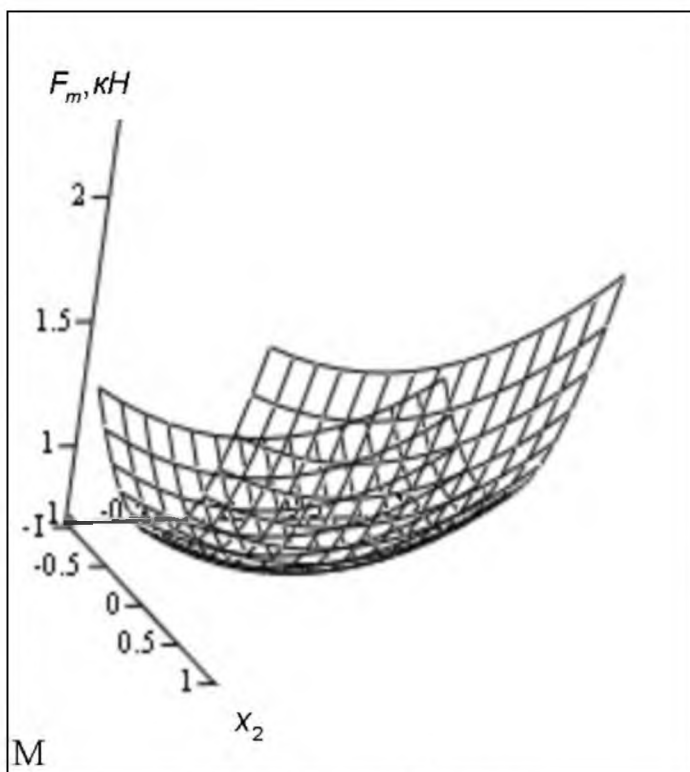
де ν – частота обертання ексцентрикового вала або частота коливань сферичного диска, Гц; ϑ_M – поступальна швидкість машини, м/с.

Глибина ходу дискового копача становила 90 мм, кут атаки диска, виставлявся – 30° , амплітуда коливань диска – 16 мм.

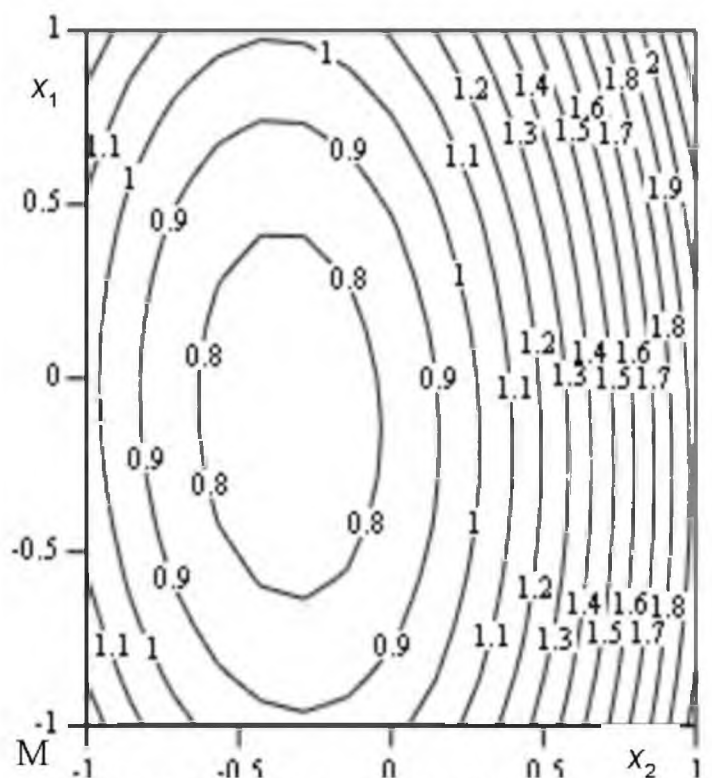
Після проведення математичного планування експерименту та оптимізації параметрів отримали рівняння регресії, що має вигляд:

$$y = 0,8167 + 0,4583 \cdot x_1 + 0,06917 \cdot x_2 + 0,675 \cdot x_1^2 + 0,225 \cdot x_2^2 + 0,0625 \cdot x_1 \cdot x_2,$$

де x_1, x_2 – кодовані значення відповідно частоти обертання ексцентрикового вала (-1; 0; +1, що відповідає 14; 15; 16 Гц) та швидкості агрегату (-1; 0; +1, що відповідає 1,75; 1,875; 2,00 м/с).

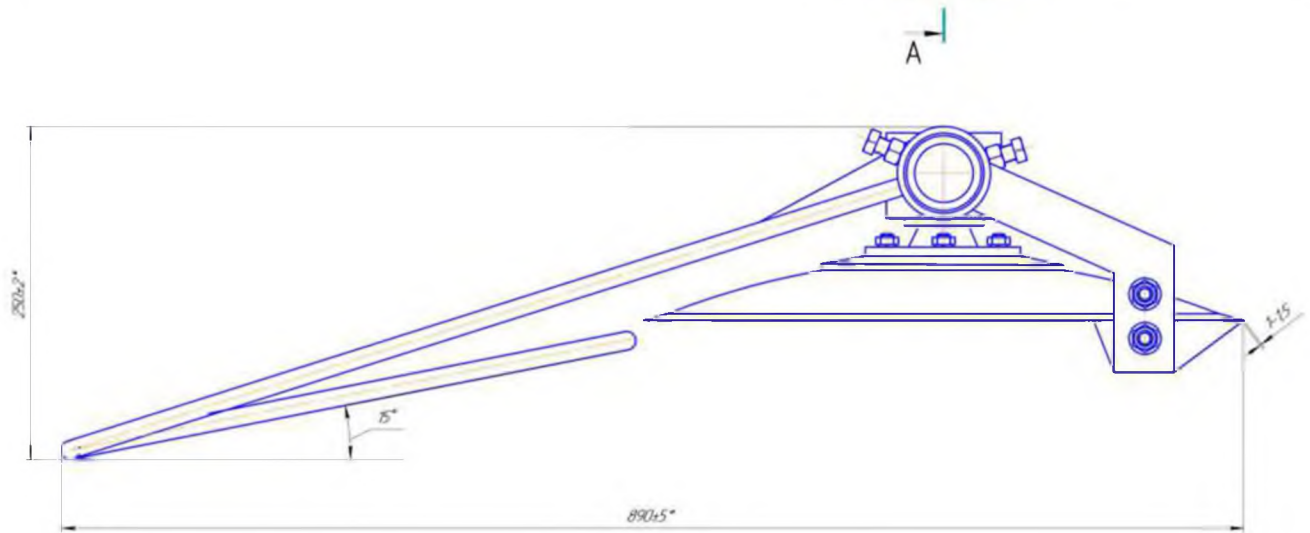
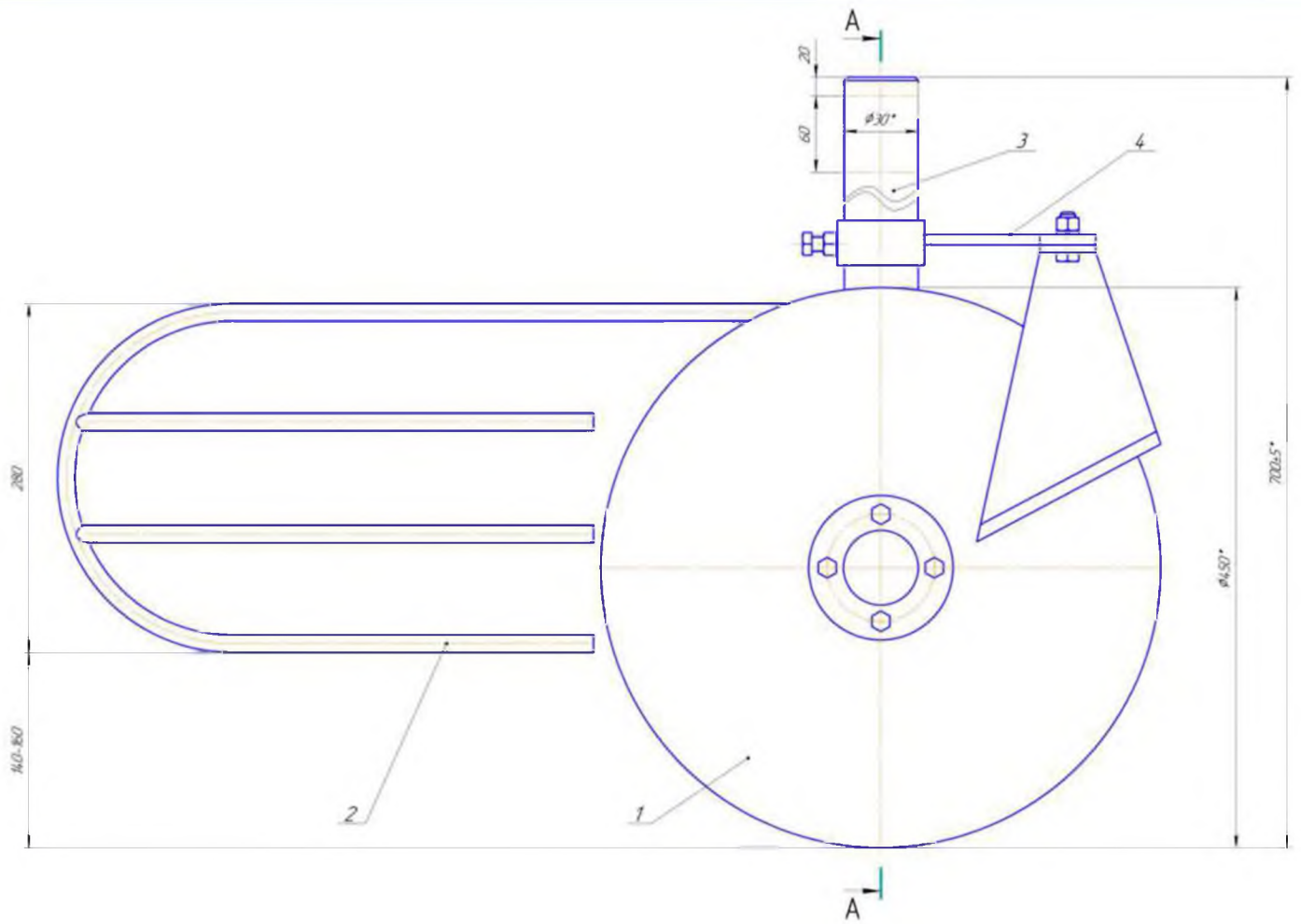


Поверхня відгуку

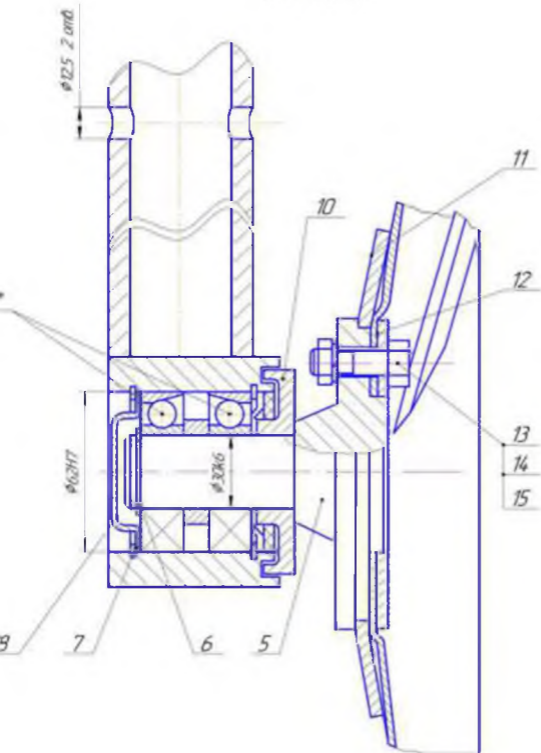


Проекція поверхні відгуку на площину $X_1 X_2$

Переходячи від кодових значень x_1 і x_2 до натуральних ν і ϑ_M отримуємо шукані оптимальні значення факторів, а саме: частота обертання ексцентрикового вала: $\nu = 14,85$ Гц; швидкість агрегату: $\vartheta_M = 1,825$ м/с.



A-A (1:1)



Технічна характеристика

- 1 Кут атаки диска - 20°-30°
- 2 Глибина ходу диска - до 90 мм
- 3 Зазор між поверхнею ґрунту і нижнім пером карененаправлювача 2 - 50-70 мм

Технічні вимоги

- 1 Розміри для довідок
- 2 Осьовий зазор в підшипниках 0,1 мм тах
- 3 Масло для підшипників "Літол 24" за ДСТУ ГОСТ 2150:2019

					КАІБЗК.01.00.0000СК			
					Дисковий копач			
					(Складальне креслення)			
					Лист	№	Знач.	Масштаб
					1	30	1:2	-
					ЛНТУ, гр. АІМ-21			