

Допущено до захисту
 “ ____ ” _____ 20 __ р.
 Зав. кафедри К.Т.Н., доцент
 (науковий ступінь, вчене звання)
Андрій ВОЙТІК
 (підпис) (ініціали, прізвище)

м. Умань – 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма _____ магістр _____
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія» _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ **Андрій ВОЙТІК**
“ ____ ” _____ 20 ____ р.

З А В Д А Н Н Я НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

студенту _____ Дмитерко Дмитру Романовичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Удосконалення комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини» _____

керівник роботи _____ Кутковецька Т.О., к.е.н., доцент _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
“ 14 ” листопада 2024 р. № 01-06/261

2. Строк подання студентом роботи _____ 22.11.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: навчальна, наукова та періодична література за темою роботи; напрацювання науковців щодо конструкцій робочих органів картоплезбиральних машин. _____

4. Перелік питань, які потрібно розробити: вступ; аналіз відомих конструкцій робочих органів картоплезбиральних машин; теоретичні дослідження сепаруючих робочих органів картоплезбиральних машин; експериментальні дослідження удосконаленого комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу; охорона праці; економічна ефективність застосування наукової розробки. _____

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Кутковецька Т.О., доцент		

7. Дата видачі завдання 20 серпня 2024 року**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	12.09.2024 р.	
2.	Розділ 1. Сучасний стан досліджуваного питання. Мета і завдання досліджень	26.09.2024 р.	
3.	Розділ 2. Теоретичні дослідження	11.10.2024 р.	
4.	Розділ 3. Експериментальні дослідження	31.10.2024 р.	
5.	Розділ 4. Охорона праці	08.11.2024 р.	
6.	Розділ 5. Техніко-економічне обґрунтування	19.11.2024 р.	
7.	Виконання ілюстративної частини роботи	21.11.2024 р.	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	22.11.2024 р.	

Студент_____
(підпис)Дмитерко Д.Р.
(прізвище та ініціали)**Керівник роботи**_____
(підпис)Кутковецька Т.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дмитерко Д.Р. Удосконалення комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини (Дипломна робота, Уманський національний університет садівництва, 2024: пояснювальна записка на 63 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 30 рисунків, 7 таблиць, 17 джерел літератури).

У роботі написано вступ, проведено аналіз відомих конструкцій сепаруючих робочих органів картоплезбиральних машин; отримано аналітичні залежності, що дозволяють визначити основні параметри та режими роботи підкопувально-сепаруючого робочого органу; проведено експериментальні дослідження та оброблення їх результатів методами регресійного аналізу з отриманням математичної моделі впливу параметрів підкопувально-сепаруючого робочого органу на засміченість картопляного вороху ґрунтовими домішками; проведено оцінку економічної ефективності використання картоплезбиральної машини, обладнаної підкопувально-сепаруючим робочим органом.

Об'єкт дослідження – сепарація картопляного вороху на підкопувально-сепаруючому робочому органі картоплезбиральної машини.

Предмет дослідження – вплив параметрів підкопувально-сепаруючого робочого органу на показники якості роботи картоплезбиральної машини.

Мета роботи – підвищення якості роботи картоплезбиральних машин шляхом удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу.

Ключові слова: ЗБИРАННЯ КАРТОПЛІ, КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНА МАШИНА, СЕПАРАЦІЯ, ПІДКОПУВАЛЬНО-СЕПАРУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, КАРТОПЛЯНИЙ ВОРОХ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН МЕХАНІЗАЦІЇ ЗБИРАННЯ КАРТОПЛІ.....	7
1.1. Особливості механізованого збирання картоплі.....	7
1.2. Аналіз конструкцій пристроїв для підвищення ефективності процесу сепарації у картоплезбиральних машинах.....	11
1.3. Мета та завдання дослідження.....	19
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	21
2.1. Опис конструкції комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу.....	21
2.2. Дослідження пруткових барабанів.....	23
2.3. Дослідження V-подібного розподільника.....	30
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	36
3.1. Схема експериментальної установки.....	36
3.2. Методика проведення експериментальних досліджень.....	39
3.3. Вплив конструкційно-технологічних параметрів комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу з V-подібним розподільником на засміченість картопляного вороху.....	41
3.4. Обґрунтування конструкційно-технологічної схеми та раціональних параметрів комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини.....	47
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	53
4.1. Організація охорони праці в господарстві.....	53
4.2. Моделювання виробничих небезпек при роботі з картоплезбиральною машиною.....	55
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОМБІНОВАНОГО ПІДКОПУВАЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ.....	57
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	62

ВСТУП

Картоплярство є важливою галуззю вітчизняного сільськогосподарського виробництва. В середньому за останні п'ять років сільськогосподарськими підприємствами картоплі виробляється до 0,428 млн тонн, що становить лише 2% загального виробництва, а решта до 21 млн тонн, або 98% загального обсягу виробництва, виробляється у господарствах населення. Одна з причин малої частки виробництва картоплі у сільськогосподарських підприємствах полягає у відсутності ефективної вітчизняної картоплезбиральної техніки при високих цінах на іноземні машини.

Збирання картоплі є найбільш трудомістким процесом в її виробництві, на який припадає 45-60% загальних витрат праці. Досвід експлуатації картоплезбиральних машин показує, що вони не завжди забезпечують якісне збирання картоплі, мають низьку надійність виконання технологічного процесу, оскільки основний сепаруючий робочий орган незадовільно виконує свою функцію. Для отримання бульб необхідної чистоти збиральні агрегати застосовують на знижених швидкостях і виконують доочищення врожаю на картоплесортувальних пунктах, що призводить до збільшення витрат на виробництво картоплі та зумовлює необхідність ручної праці. Тому, створення картоплезбиральних машин, які забезпечують високу якість роботи, є актуальним науково-технічним завданням.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН МЕХАНІЗАЦІЇ ЗБИРАННЯ КАРТОПЛІ

1.1. Особливості механізованого збирання картоплі.

Аналіз затрат праці на технологічний процес виробництва картоплі показує, що збирання є найбільш трудомістким процесом на який припадає 45-60% загальних витрат [14].

Значна трудомісткість збирання картоплі пов'язана з тим, що бульби знаходяться в шарі ґрунту і тому найбільш надійно і повно можуть бути зібрані тільки за використання принципу збирання, що базується на підкопуванні картопляної грядки з наступною сепарацією бульб від домішок ґрунту. Це обумовлює складність та велику енергоємність процесу, оскільки при підкопуванні картопляної грядки в картоплезбиральну машину щосекунди з одного погонного метра грядки поступає близько 100 кг бульбоносної маси (1-1,5 тис. т з кожного гектара). В цій масі бульби становлять лише 2-3%. Однак, трудність отримання чистих без домішок ґрунту бульб в тару обумовлено не тільки необхідністю просіювати значну кількість ґрунту, але і деякими несприятливими його властивостями, які проявляються під час збирання.

Основними показниками, що характеризують якість роботи комбайнів є пошкодження бульб, повнота збирання і чистота бульб в бункері (тарі) [9]. Сучасний картоплезбиральний комбайн повинен збирати в бункер не менше 97% врожаю картоплі, втрати всіх видів не повинні перевищувати 3% (але не більше 6 ц/га). Чистота бульб в бункері (тарі) повинна становити не менше 80%. Пошкодження бульб за роботи комбайна на легких, середніх і засмічених камінням ґрунтах не повинні перевищувати 10%, а на перезволожених важких ґрунтах – до 5%. Продуктивність картоплезбиральних комбайнів повинна становити не менше 0,15 га/год на один рядок [9].

Досвід експлуатації комбайнів показує, що вони здатні успішно виконувати названі вимоги лише за роботи в сприятливих ґрунтово-кліматичних умовах. В складних умовах вони не забезпечують якісного збирання картоплі і мають низьку

ефективність роботи, недостатню надійність виконання технологічного процесу, підвищені втрати і пошкодження бульб [4]. Для отримання бульб необхідної чистоти комбайни вимушені працювати на знижених швидкостях, а урожай бульб необхідно доочищати на картоплесортувальних пунктах. Це призводить до збільшення витрат на збирання, оскільки вимагає значних додаткових затрат праці, в тому числі і ручної.

Сепарація підкопаного шару вороху є основною операцією технологічного процесу збирання. Високопродуктивна та якісна робота картоплезбиральних машин головним чином залежить від вирішення проблеми підвищення ефективності сепарації вороху на сепаруючих робочих органах.

В комбайнах основна частина ґрунту просіюється на першому сепараторі. Від якості його роботи залежить ефективність роботи наступних робочих органів, на яких відбувається завершальне відокремлення ґрунтових домішок.

Практично всі існуючі картоплезбиральні машини відокремлюють ґрунт із вороху бульбоносної маси за принципом просіювання її через зазори між елементами конструкції сепаратора: прутками транспортера, тростями грохота, обертовими дисками або вальцями. При цьому використовують властивість ґрунту – сипучість, яка залежить від агрегатного стану, та співвідношення дисперсних фаз і механічного складу твердої частини. Одним із основних чинників, через який утруднюється здійснення якісного процесу сепарації картоплезбиральними машинами є вологість бульбоносного шару. Відмічено, що на одному і тому ж полі значення вологості коливаються в широких межах. Так, в дослідях [13] середні значення вологості коливались від 8-10% до 20-25% при середньоквадратичних відхиленнях 1,7-1,8%.

Із збільшенням вологості сипучість ґрунту різко знижується, а липкість її твердих частинок збільшується. В результаті цього шар вороху під дією власної ваги не руйнується, прилипає до робочих органів і бульб, внаслідок чого щілини сепаруючих транспортерів зменшуються, переміщення маси погіршується. Із збільшенням вологості ґрунт із сипучого стану переходить в пластичний і за вологості 27-30 % сепарація ґрунту всіх типів на робочих органах практично не

відбувається (рис. 1.1) [4].

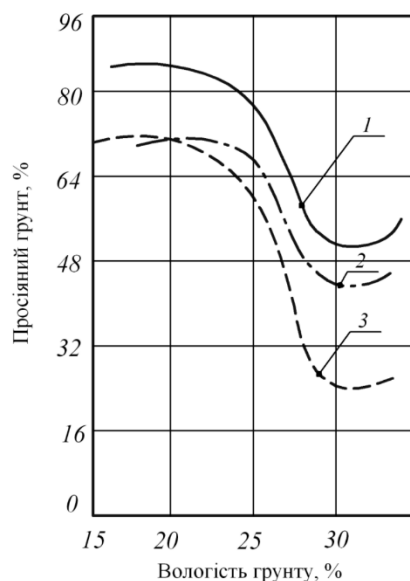


Рисунок 1.1 – Залежність просіювання ґрунту (важкий суглинок) від вологості:

1 – на гіраційному грохоті; 2 – на коливному грохоті;

3 – на прутковому транспортері

Характер зміни повноти сепарації вороху на важкосуглинистому ґрунті подібний і для ґрунтів інших типів. Різниця полягає лише в тому, що їх просіюваність закінчується в різних діапазонах вологості.

Подальше підвищення вологості ґрунту призводить до його переходу з пластичного стану в текучий при цьому прохід його через щілини сепаруючих пристроїв покращується, але збиральний агрегат переміщуватися по полю не може, оскільки падає несуча здатність поверхні поля.

Таким чином, на ґрунтах з підвищеною вологістю, сепарація різко знижується, оскільки підкопаний шар вороху практично не руйнується робочими органами машини, забиваються ґрунтом зазори сепаруючих робочих органів і в бункер поступає до 80-90 % ґрунту, відокремлення якого необхідно виконувати на стаціонарних картоплесортувальних пунктах. Окрім того, різко зростають транспортні витрати і збільшується вивіз з поля родючого шару ґрунту. Вже за вологості середньосуглинистого ґрунту 14-25% домішки ґрунту в бункері становлять до 50%, що викликає необхідність проводити обробку бульб на сортувальних пунктах [4].

За вологості суглинистих і глинистих ґрунтів 25-27% застосування комбайнів ускладнюється, оскільки домішки ґрунту становлять 70-80%. Комбайн починає працювати з перевантаженням, частішають поломки, продуктивність різко знижується, зростають об'єми транспортних перевезень маси від комбайна, різко зростають втрати бульб, застосування комбайнів без робочих-перебирачів неможливе.

За вологості суглинистого ґрунту вище 27% застосування не тільки комбайнів, але й елеваторних картоплекопачів стає неможливим. Агрегат з трактора і копача підкопує грядку і майже без руйнування укладає за собою. Ручне перебирання з такої грядки пов'язане з великими затратами, при цьому втрати бульб досягають 70-80%.

В таблиці 1.1 [4] наведено показники якості роботи картоплезбирального комбайна ККУ-2А на різних швидкостях, з якої видно, що задовільних результатів можна досягти зниженням швидкості комбайна, робота на швидкості понад 1,8 км/год неможлива.

Таблиця 1.1 – Показники якості роботи комбайнів ККУ-2А на середньосуглинистих ґрунтах різної вологості

Назва показника	Значення показників за швидкості агрегата, км/год і вологості ґрунту, %					
	0,4	0,7	0,9	1,2	1,8	2,4
Вологість ґрунту 27,6-30,3%						
Чистота бульб в тарі, %	76,9	56,0	58,5	50,1	19,9	-
Пошкоджено бульб, %	-	23,1	21,4	12,8	10,4	-
Всього втрат, %	3,8	4,4	7,3	6,6	18,2	-
Вологість ґрунту 23-27,8%						
Чистота бульб в тарі, %	-	-	-	83,6	68,4	58,4
Пошкоджено бульб, %	-	-	-	26,1	25,0	10,1
Всього втрат, %	-	-	-	4,1	2,1	6,8

В цих умовах погіршується робота картоплекопачів. Втрати картоплі засипаної ґрунтом зростають до 11,6%. Застосування копача без додаткового обладнання дозволяє викинути на поверхню поля не більше 80% картоплі,

продуктивність різко знижується [4].

В даному діапазоні вологості більш ефективно працюють картоплекопачі роторного типу.

1.2. Аналіз конструкцій пристроїв для підвищення ефективності процесу сепарації у картоплезбиральних машинах.

Аналіз досліджень і практичне застосування сепараторів різних типів показує, що в картоплезбиральних машинах для первинної сепарації ґрунту внаслідок ряду переваг (простота конструкції, можливість здійснення одночасно з сепарацією транспортування пласта вгору, ефективність за сепаруючою здатністю в умовах підвищеної вологості) найбільшого розповсюдження набули пруткові транспортери. За результатами досліджень [2, 3, 11] було обґрунтовано значення параметрів сепаруючих транспортерів - швидкість руху транспортера становить 1,5-2 м/с, довжина транспортера – 1,7-2,3 м, ширина – 1,1-1,2 м, кут нахилу – 18-20°.

Проведені експериментальні дослідження дали можливість встановити вплив швидкості транспортера на ефективність просіювання ґрунту, що знаходиться в пластичному і твердому стані [3]. Просіювання ґрунту транспортером визначається двома факторами: часом знаходження ґрунту на транспортері і інтенсивністю струшування полотна транспортера. Обидва фактори, в свою чергу, є функціями швидкості транспортера. Підвищення швидкості транспортера збільшує динамічну дію на шар вороху, але в той же час знижує час перебування елементів вороху на транспортері, і, відповідно, зменшує ймовірність проходження ґрунтових елементів вороху (ГЕВ) через щілини. Доведено, що при швидкості полотна понад 1,6-1,7м/с ефективність сепарації зменшується. Зменшення швидкості робочого полотна транспортера менше, ніж за 1,5м/с допускати не доцільно, оскільки це призводить до погіршення подачі вороху з підкопувальних робочих органів до сепаруючих. Збільшення довжини сепаруючого робочого органа більше 2 м не впливає суттєво на якість роботи транспортера. Нарощування довжини транспортера призводить до збільшення габаритних розмірів машини, знижує

експлуатаційну надійність, збільшує пошкодження бульб, причому сепаруюча здатність суттєво не збільшується.

Ефективність роботи основного транспортера повинна бути такою, щоб забезпечити за роботи на грудкуватих ґрунтах максимальне відокремлення дрібного ґрунту. Згідно рекомендацій [14] коефіцієнт відокремлення ґрунту на першому транспортері повинен бути не менше 80%. Подача значної кількості дрібних ГЕВ знижує ефективність руйнування грудок пневматичними грудкоруйнуючими балонами, оскільки для їх ефективної роботи необхідно, щоб грудки і бульби проходили між балонами в один шар з відстанню між ними по довжині і ширині, не менше середнього подвійного діаметра грудок і бульб.

В реальних умовах повнота відокремлення становить 60-90 %, що веде до значного вмісту ГЕВ в бункері.

Таким чином, як показують результати аналізу, ефективність процесу сепарації на основному сепаруючому транспортері недостатня. Зміна швидкості, довжини і кута його нахилу не ведуть до подальшого підвищення сепаруючої здатності, а збільшення інтенсивності струшування полотна транспортера обмежується чутливістю бульб до пошкоджень. Отже, подальшого резерву для покращення якісних показників за рахунок вдосконалення конструкції та оптимізації режимів роботи основного сепаруючого транспортера немає. Тому з метою покращення просіювання ґрунту, особливо в несприятливих умовах збирання, необхідно застосовувати додаткові інтенсифікуючі пристрої.

Дослідженнями шляхів підвищення ефективності і інтенсифікації процесу сепарації картоплезбиральних машин займалися багато науковців. В результаті цих досліджень створено різноманітні пристрої на основі аналізу яких нами запропонована така класифікація (рис. 1.2).

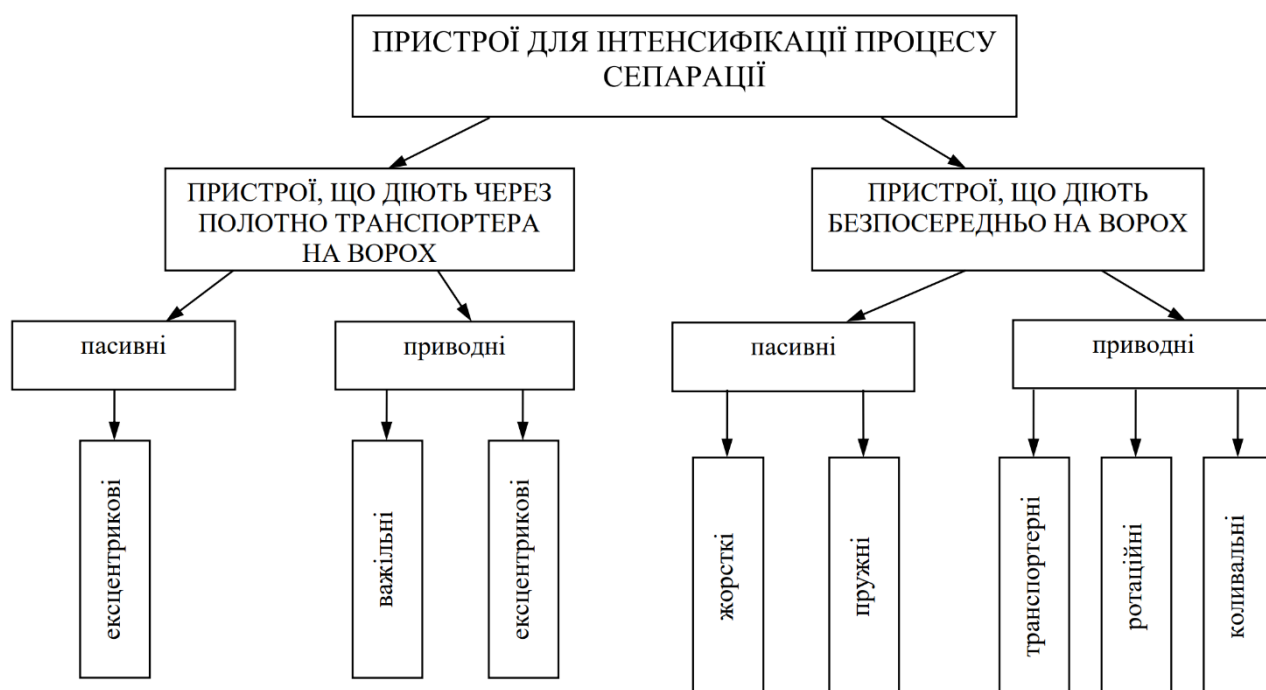


Рисунок 1.2 – Класифікація пристроїв для інтенсифікації процесу сепарації у картоплезбиральних машинах

В групу пристроїв, що безпосередньо діють на ворох відносяться пристрої розміщені над полотном транспортера і застосовуються одночасно із струшувачами.

Пасивні пристрої такого типу широко застосовують в зарубіжних картоплезбиральних комбайнах. Застосовувалися системи еластичних елементів на комбайнах К-125, КИТ-2, BERGMANN, система пружинних прогумованих пальців на DEWULF (Бельгія).

Фірма «DELFOSSSE» (Франція) запропонувала картоплезбиральний комбайн AMAC D2 з розміщеною над транспортером системою еластичних пальців, яка забезпечує регулювання заглиблення пальців в масу і кут їх нахилу, а, відповідно, ступінь дії на ворох.

Фірма HASSIA (Нідерланди) для комбайна Z24 випускає три системи для інтенсифікації процесу сепарації, з яких дві пасивні і одна активна.

Запропоновано [9] картоплезбиральну машину, що включає підкопувальні лемеші, прутковий транспортер і вирівнювач картопляного вороху, що встановлений з зазором між нижньою кромкою вирівнювача і поверхнею

транспортера. Вирівнювач виконаний у вигляді двох пластин, зміщених відносно передньої частини транспортера на різні відстані, розташованих в передній частині транспортера під кутом до напрямку руху машини і встановлених з можливістю зміни кута до напрямку руху і відстані між нижньою кромкою вирівнювача і поверхнею транспортера, а також відстані кожної пластини відносно передньої частини транспортера.

Дослідження показали перспективність інтенсифікації сепарації вороху шляхом безпосередньої дії на шар вороху пасивними робочими органами, але недостатність одних таких органів.

Девін В.В. [8] досліджував комбінований сепаруючий пристрій (рис.1.3). Він складається з активного роторного робочого органу – розрихлювача, що має форму зрізаного конуса з віссю обертання, яка розміщена під кутом до горизонту і до напрямку руху та пруткової сепаруючої поверхні. Розрихлювач виконаний у вигляді встановлених на валу двох дисків – основ більшого і меншого діаметра, з'єднаних між собою прутками, які є твірними зрізаного конуса. На прутках по трьохзаходній гвинтовій лінії встановлено еластичні розпушувальні елементи – лопаті.

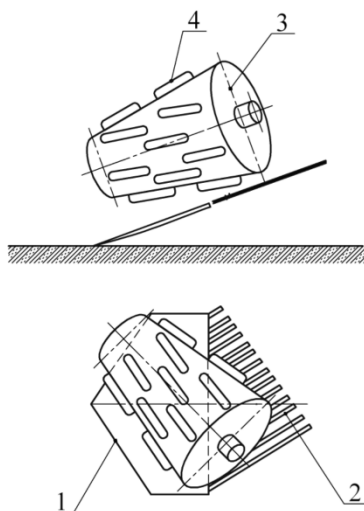


Рисунок 1.3 – Схема картоплекопача:

1 – леміш, 2 – прутки, 3 – розрихлювач, 4 – лопатки

Буханько М.Ф. [3] провів дослідження комбінованого роторного органу – відцентрове сито і кидалка з криволінійними пальцями (рис. 1.4). Робочий орган

складається з лемішів 1 з решіткою, виконаною у вигляді пруткового диска 2. Задні кромки лемішів виконані еквідистантно до кінців прутків диска 2. Останній встановлений на одній осі 3 з лопатевими розпушувачами 4, лопаті, яких виконані кільцевими. Довжина пальців лопатей виконана перемінною по довжині, зменшуючись знизу вгору. Довжина верхніх пальців рівна довжині нижніх. З метою зменшення замотування вісей розрихлювачів робочий орган обладнаний крильчаткою, встановлений на одній осі з розпушувачем. При русі машини вздовж грядок леміші 1, підкопують грядки картоплі і подають їх до роторних робочих органів розрихлювача 4, які, обертаючись назустріч один одному, захвачують шар вороху з лемішів, діють на його, руйнують ГЕВ, сепарують частину подрібненого ґрунту через прутки диска 2, а решту маси вороху подають на прутковий транспортер.

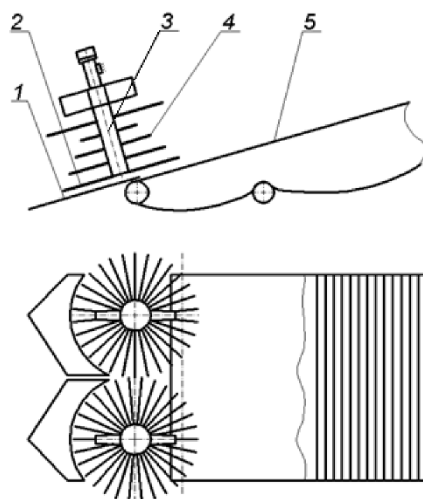


Рисунок 1.4 – Схема комбінованого підкопувального робочого органу:

1 – леміш, 2 – решітка, 3 – вісь, 4 – розрихлювач, 5 – транспортер

Шар вороху під дією такого робочого органу інтенсивніше просіюється на прутковому транспортері, що забезпечує високу сепаруючу здатність машини в цілому при пошкодженні бульб нижче допустимих.

Заводнов С.В. [9], Кречко А.Ю. [11] удосконалили комбінований роторний орган (рис. 1.5). Він працює наступним чином. Підкопаний лемішами 3 бульбоносний пласт поступає на відцентрові сита 1, які обертаються назустріч один одному, при цьому ворох частково розрихлюється і частина дрібного ґрунту

просіюється через щілини між пальцями, а пальчасті лопаті 2 також діють на ворох і сприяють транспортуванню маси. Далі ворох поступає на лопаті 5 роторів 4, які обертаються в тому ж напрямі, вони затримують на деякий час ворох, що подається ситами, що сприяє кращій сепарації дрібного ґрунту на ситах, потім, знімаючи його з сит, одночасно розпушують пальцями лопатей ґрунтові грудки і відкидають картопляний ворох на транспортер 9. При цьому короткі пальці лопатей 2 сит 1 взаємодіють під час роботи з пальцями лопатей 5 роторів, що у випадку залипання, забивання простору між пальцями сприяє їх самоочищенню.

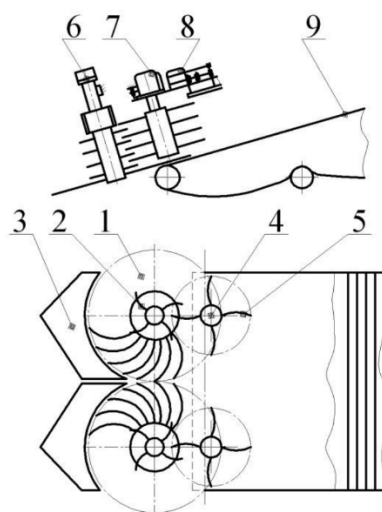


Рисунок 1.5 – Схема підкопувально-сепаруючого пристрою картоплезбиральної машини:

1 – сито, 2 – лопатки, 3 – леміші, 4 – шви́рляльні ротори, 5 – пальчасті лопатки, 6, 7 – привід, 8 – механізм переміщення роторів, 9 – транспортер

Шумило М.М. (ІМЕСГ УААН) досліджував вертикальні пруткові барабани, встановлені в зоні підкопування (рис. 1.6) [17]. Польові дослідження показали, що використання таких робочих органів створює умови для ефективного руйнування грудок і підготовки шару вороху з метою подальшої сепарації як на робочому органі, так і на сепаруючих робочих органах, при цьому бульби знаходяться у ґрунті і захищені від механічних пошкоджень, завдяки чому досягається покращення якості і підвищення продуктивності роботи картоплезбиральних машин.

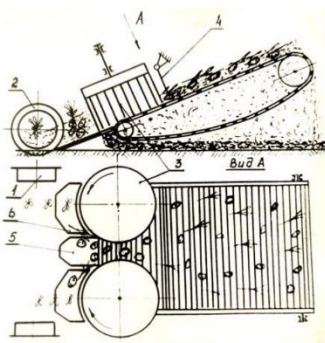


Рисунок 1.6 – Схема підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини:

1 – коток копіювальний, 2 – диск обрізний, 3 – прутковий барабан,
4 – фартух, 5 – середній леміш, 6 – бічний леміш

Запропоновано (рис. 1.7) [7] інтенсифікатори сепарації, які виконані у вигляді плоских дисків з можливістю обертання навколо своїх осей в площинах, розташованих під гострими кутами до площини робочої поверхні транспортера, а самі пальці виконані пружними і закріплені консольно до нижньої сторони дисків. В результаті польових досліджень встановлено, що застосування дискового інтенсифікатора дозволило збільшити продуктивність картоплекопача на 12% у порівнянні з серійною машиною.

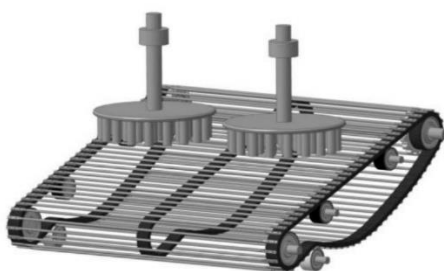


Рисунок 1.7 – Сепаруючий пристрій картоплезбиральної машини

Для динамічного руйнування шару вороху застосовуються кидальні механізми. Такі робочі органи застосовувалися на комбайнах К-19, ККУ-2Р [3].

Дослідженнями кидальних робочих органів займалися багато науковців [11]. Параметри і режими роботи таких пристроїв досить повно вивчені, було доведено, що вони високоефективно руйнують шар вороху, характеризуються високою

грудкоруйнуючою здатністю. Однак підвищенні пошкодження бульб та значна ширина розкидання бульб є перешкодою для їх застосування, особливо в картоплезбиральних комбайнах. Кидальні ротори можна застосовувати в якості грудкоруйнуючих робочих органів для інтенсифікації процесу сепарації ґрунту на сепаруючих робочих органах.

Перспективними є пристрої для інтенсифікації, що здійснюють коливальний рух.

Для підвищення сепаруючої здатності робочих органів комбайна ККУ-2А застосовують шатунно-ексцентриковий механізм (рис. 1.8) [4], який складається з повздовжнього ексцентрикового вала 1, приводу від карданного вала комбайна 8, двох ексцентрикових шатунів 7, повзункових розпушувачів 2 з квадратними повзунами 5, лап 6, що закріплені в кронштейнах 4. Повзун 5 здійснює зворотно-поступальний рух в направляючих 3. Підкопаний шар вороху руйнується завдяки переміщенню розпушувачів на повзунах в поперечному напрямку відносно маси, що рухається транспортером. Одночасно з розпушенням вороху відбувається його розподіл більш тонким рівномірним шаром на всій поверхні транспортера. Це підвищує відокремлення ґрунту від бульб на першому транспортері комбайна.

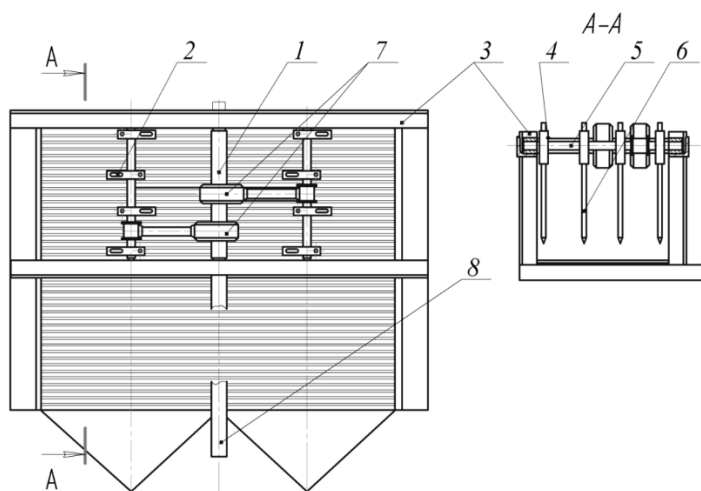


Рисунок 1.8 – Схема шатунно-ексцентрикового механізму до комбайна ККУ-2А:

- 1 – ексцентриковий вал, 2 – повзунковий розрихлювач, 3 – направляюча,
4 – кронштейн, 5 – повзун, 6 – лапа, 7 – ексцентриковий шатун,
8 – карданний вал комбайна

Системи коливальних пальців над транспортером застосовувалися на

картоплезбиральних машинах фірми STANDEN (Великобританія). Завдяки еластичності кінців робочих органів забезпечується усунення забивання бадиллям і рослинними рештками та знижується пошкодження бульб. Ефективність руйнування і розпушення шару вороху забезпечується значною зоною дії пристрою (значно більше, ніж зона дії бітерів і кидалок).

Запропоновано сепаруючий пристрій картоплезбиральної машини (рис.1.9) [8], який містить прутковий транспортер і встановлені над ним інтенсифікатори сепарації, виконані у вигляді групи послідовно розташованих приводних валів і закріплених на них робочих елементів, що мають форму пружних спіральних стрічок.



Рисунок 1.9 – Сепаруючий пристрій картоплезбиральної машини

Пристрій активно діє на ворох, розподіляючи рівномірно по всій ширині полотна транспортера, що позитивно позначається на якості відділення домішок.

1.3. Мета та завдання дослідження

Аналіз викладеного вище показує, що у відомих конструкціях картоплезбиральних машин основним сепаруючим робочим органом є прутковий транспортер, який у важких умовах збирання незадовільно виконує свою функцію. Покращити процес відокремлення ґрунтових елементів вороху на сепаруючих робочих органах і таким чином покращити показники якості роботи картоплезбиральних машин можливо за рахунок введення в конструкцію машини інтенсифікуючих робочих органів, що додатково взаємодіятиме з підкопаним ворохом.

Метою досліджень є підвищення якості роботи картоплезбиральних машин

шляхом удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу.

Для досягнення поставленої мети і з урахуванням проведеного аналізу відомих конструкцій та результатів досліджень пристроїв для інтенсифікації сепарації картопляного вороху у картоплезбиральних машинах необхідно вирішити такі задачі:

- провести аналіз відомих конструкцій сепаруючих робочих органів картоплезбиральних машин;
- теоретичним шляхом отримати залежності взаємодії підкопувально-сепаруючого робочого органу з підкопаним шаром картопляного вороху;
- експериментально дослідити вплив параметрів пруткових барабанів і V-подібного розподільника підкопувально-сепаруючого робочого органа на засміченість картопляного вороху, встановити функціональну залежність цього впливу у вигляді рівняння регресії;
- визначити техніко-економічні показники роботи удосконаленої картоплезбиральної машини, обладнаної підкопувально-сепаруючим робочим органом.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Опис конструкції комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу.

В результаті аналізу відомих конструкцій і результатів досліджень було запропоновано конструкційно-технологічну схему комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини, що містить активні пруткові барабани і V-подібний розподільник, який встановлено за барабанами над сепаруючим транспортером (рис. 2.1).

Для обґрунтованого вибору конструкційних та технологічних параметрів пруткових барабанів та розподільника необхідно провести теоретичні дослідження.

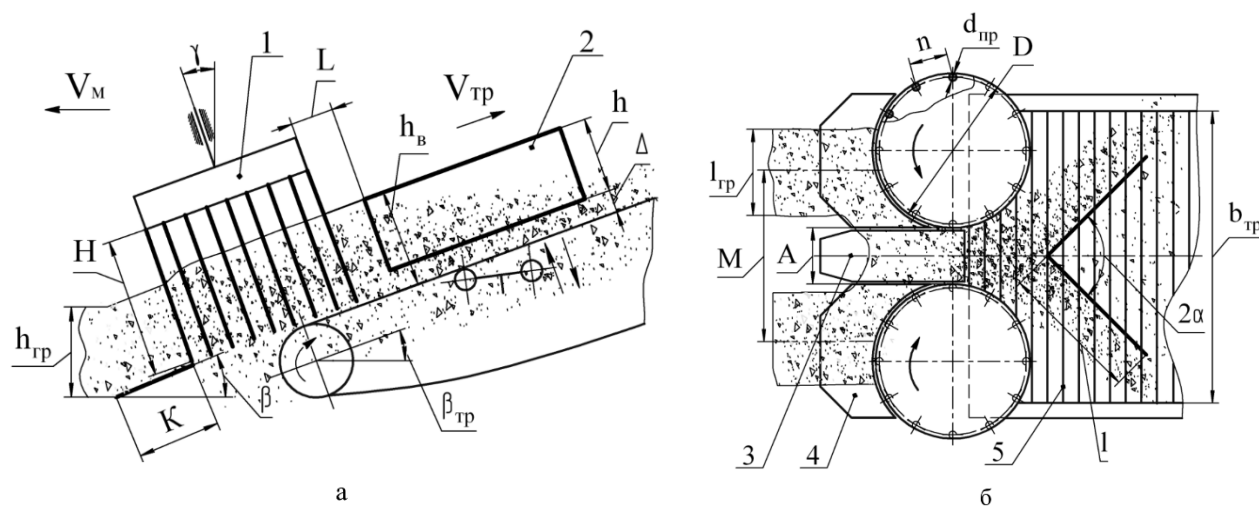


Рисунок 2.1 – Схема до розрахунку параметрів комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини:

а – вид збоку; б – вид зверху; 1 – прутковий барабан; 2 – V-подібний розподільник; 3 – середній леміш; 4 – боковий леміш; 5 – сепаруючий транспортер

Якість виконання технологічного процесу підкопувально-сепаруючим робочим органом залежить від наступних конструкційних та технологічних параметрів пруткових барабанів і розподільника, а також від фізико-механічних властивостей підкопуваної картопляної грядки (рис. 2.1):

Конструкційні параметри:

D – діаметр пруткового барабана, м;

β – кут нахилу лемешів до горизонту, град;

$\beta_{\text{тр}}$ – кут нахилу полотна транспортера до горизонту, град;

γ – кут вертикального нахилу пруткових барабанів, град;

H – висота прутка барабана, м;

$d_{\text{пр}}$ – діаметр прутка барабана, м;

K – кількість прутків барабана, шт.;

n – крок установки прутків барабана, м;

α – кут розхилу крила розподільника, град;

l – довжина крила розподільника, м;

h – висота крила розподільника, м.

Технологічні параметри:

$\lambda = V_B / V_M$ – показник кінематичного режиму роботи пруткових барабанів;

V_M – швидкість руху машини, м/с;

$V_B = \omega R$ – колова швидкість пруткового барабана м/с;

ω – кутова швидкість барабана, рад/с;

$V_{\text{тр}}$ – швидкість руху сепаруючого транспортера, м/с;

A – створ між барабанами, м;

K – відстань від носка леміша до барабана, м;

Δ – зазор між розподільником і транспортером, м;

L – відстань між барабанами і розподільником, м;

$b_{\text{тр}}$ – ширина транспортера, м;

h_B – висота шару вороху на транспортері, м.

Параметри картопляної грядки:

M – відстань між сусідніми рядками картоплі (міжряддя), м;

$h_{\text{гр}}$ – висота грядки, м;

$l_{гр}$ – ширина грядки, м.

2.2. Дослідження пруткових барабанів.

Режим роботи пруткових барабанів повинен бути таким, щоб при взаємодії їх прутків з підкопаною картопляною грядкою бульби картоплі не пошкоджувалися і не проходили всередину барабанів (не втрачалися). Цього можна досягнути лише за відповідних кінематичних і конструкційних параметрів пруткових барабанів.

Розглянемо кінематику пруткових барабанів, що встановлені з нахилом до вертикального положення і переміщуються машиною. Для цього складемо рівняння траєкторії руху прутка барабана, використавши методичні підходи, які наведені у наукових працях [6].

В процесі роботи прутки барабана здійснюють складний рух: поступальний (переносний) разом з машиною і обертовий (відносний) разом з барабаном (рис. 2.2).

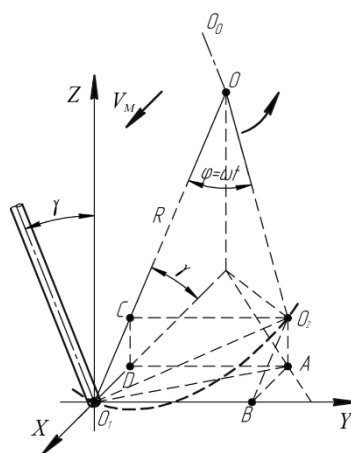


Рисунок 2.2 – Схема для дослідження траєкторії руху прутка барабана

На рис. 2.2 в декартових координатах з вертикальною віссю O_1Z позначено точкою O_1 нижній кінець прутка, що обертається навколо осі барабана OO_0 , яка перпендикулярна площині лемешів і розміщена під кутом γ до площини XO_1Y . $R=OO_1$ – радіус установки прутків на барабані, $\varphi=\omega t$ – кут повороту прутка за час t за кутової швидкості барабана ω .

У відносному русі за час t кінець прутка барабана переміститься з точки O_1 (початкове положення) в точку O_2 з координатами: $X_1=-BA=-O_1D$; $Y_1=CO_2 = O_1B$;

$Z_1 = AO_2 = CD$. В переносному русі вся система зміститься вздовж осі O_1X на відстань $X_2 = V_M t$. Тоді, через час t координати траєкторії кінця прутка будуть такими:

$$X = X_1 + X_2 = V_M t - O_1D, \quad (2.1)$$

$$Y = Y_1 = O_1B, \quad (2.2)$$

$$Z = Z_1 = CD. \quad (2.3)$$

Визначимо координати X_1, Y_1, Z_1 . З рис. 2.2 маємо:

$$\begin{aligned} X_1 = O_1D = O_1C \cos \gamma &= (O_1O - O_1O \cos \omega t) \cos \gamma = \\ &= R \cos \gamma - R \cos \gamma \cos \omega t = R \cos \gamma (1 - \cos \omega t), \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$Y_1 = Y = O_1B = O_2O \sin \omega t = R \sin \omega t, \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} Z_1 = Z = CD = O_1C \sin \gamma &= (O_1O - O_1O \cos \omega t) \sin \gamma = \\ &= (R - R \cos \omega t) \sin \gamma = R \sin \gamma (1 - \cos \omega t). \end{aligned} \quad (2.6)$$

Позначимо $\lambda = \omega R / V_M$ (показник кінематичного режиму роботи пруткових барабанів), тоді:

$$X_2 = V_M t = R \omega t / \lambda. \quad (2.7)$$

З виразу (2.1) отримаємо:

$$X = \frac{R \omega t}{\lambda} - R \cos \gamma (1 - \cos \omega t) = R \left[\frac{\omega t}{\lambda} - \cos \gamma (1 - \cos \omega t) \right]. \quad (2.8)$$

Отже, рівняння траєкторії руху прутка барабана у параметричній формі мають вигляд:

$$X = R \left[\frac{\omega t}{\lambda} - \cos \gamma (1 - \cos \omega t) \right], \quad (2.9)$$

$$Y = R \sin \omega t, \quad (2.10)$$

$$Z = R \sin \gamma (1 - \cos \omega t). \quad (2.11)$$

Абсолютна швидкість прутка визначається за формулою:

$$V_A = \sqrt{V_X^2 + V_Y^2 + V_Z^2}, \quad (2.12)$$

де V_X, V_Y, V_Z – проекції абсолютної швидкості на осі координат.

Бульби картоплі не будуть пошкоджуватися, якщо виконується умова:

$$V_A \leq V_{\text{доп}}, \quad (2.13)$$

де $V_{\text{доп}}$ – допустима швидкість співударяння бульб картоплі з поверхнями робочих органів картоплезбиральних машин, м/с.

За умов не пошкодження бульб показник кінематичного режиму має відповідати умові:

$$\lambda \leq \cos \gamma \sin \varphi + \sqrt{\left(\frac{V_{\text{доп}}}{V_M}\right)^2 + \cos^2 \gamma \sin^2 \varphi} - 1. \quad (2.14)$$

Максимальне значення швидкості співударяння буде, коли вектор колової швидкості прутка співпадає з вектором руху машини, тобто за $\varphi=90^\circ$. Звідси допустиме значення λ буде:

$$\lambda \leq \cos \gamma + \sqrt{\left(\frac{V_{\text{доп}}}{V_M}\right)^2 + \cos^2 \gamma} - 1. \quad (2.15)$$

Задавшись допустимою швидкістю співударяння бульб картоплі з прутком барабана з умов не пошкодження та швидкістю руху машини знайдемо межі значень показника кінематичного режиму λ .

На рис. 2.3 представлено графічну залежність показника кінематичного режиму роботи λ від швидкості V_M , отриману за допомогою рівняння (2.15) за $V_{\text{доп}}=3$ м/с, $\gamma=25^\circ$ з використанням умов роботи агрегату, наведених у наукових працях [9, 14].

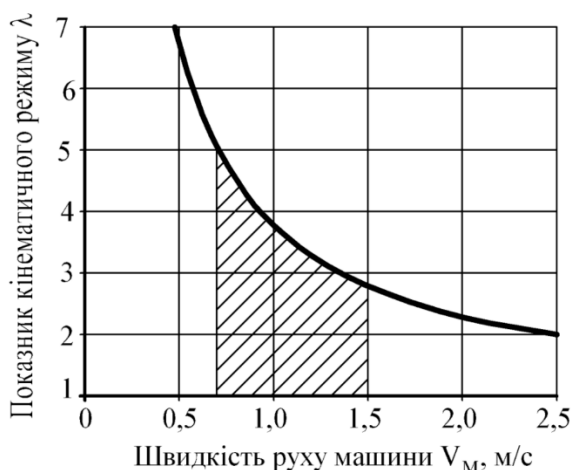


Рисунок 2.3 – Залежність показника кінематичного режиму роботи пруткового барабана λ від швидкості руху картоплезбиральної машини V_M за

$$V_{\text{доп}}=3 \text{ м/с}, \gamma=25^\circ$$

Аналізуючи отриману графічну залежність нескладно зробити наступний

висновок. Як відомо [14], при роботі картоплезбиральної машини швидкість руху машини V_M в залежності від стану ґрунту може змінюватися в межах від 0,7 м/с (на важких ґрунтах) до 1,5 м/с (на легких ґрунтах). Відповідно допустиме значення показника кінематичного режиму роботи пруткових барабанів λ буде змінюватися в межах від 5,0 (за $V_M = 0,7$ м/с) до 2,8 (за $V_M = 1,5$ м/с).

Траєкторіями руху прутків барабана в просторі будуть криві (рис. 2.4), форми яких залежать від параметрів і режиму роботи барабана. Можливий режим роботи барабанів, за якого ймовірне проходження бульб між прутками, в результаті чого буде мати місце додаткових їх втрат при збиранні. Тому виникає необхідність дослідити вплив конструкційних параметрів та режимів роботи барабанів на умови втрат бульб. На рис. 2.4 показано взаємодію прутків барабана з одиночною бульбою в просторі (а) і в площині обертання барабана (б).

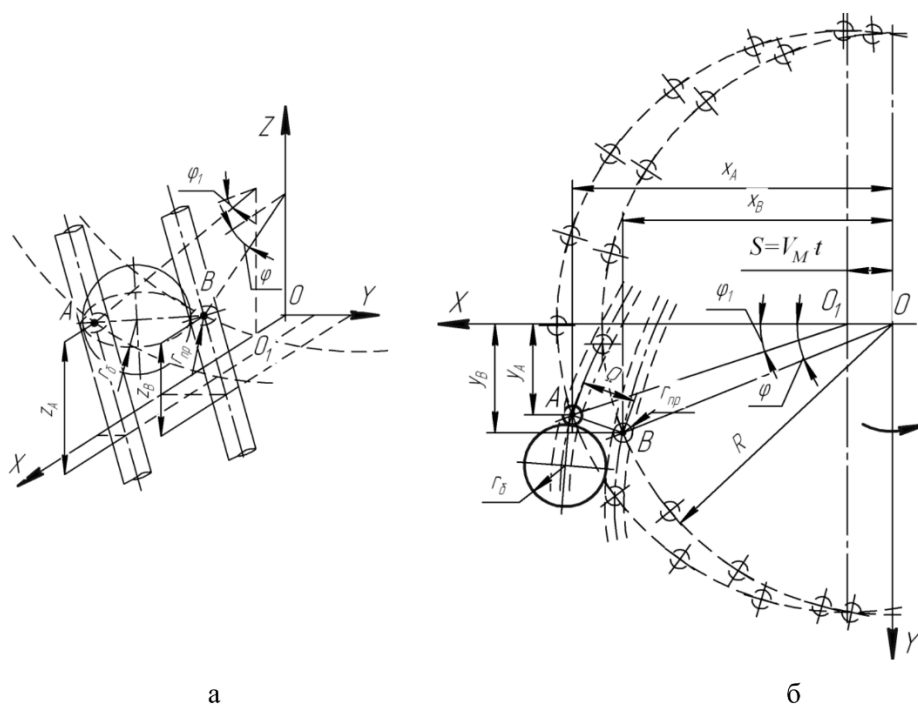


Рисунок 2.4 – Схема до обґрунтування параметрів пруткового барабана

З рис. 2.4. видно, що умова не проходження бульби всередину барабана матиме місце, коли:

$$\Omega \leq [\Omega], \quad (2.16)$$

де $\Omega = AB$ – відстань між траєкторіями сусідніх прутків (рис. 2.4), м;

$[\Omega]$ – допустима відстань між траєкторіями сусідніх прутків, м.

Відстань між траєкторіями сусідніх прутків барабана визначимо за формулою:

$$\Omega = \sqrt{(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2 + (z_A - z_B)^2}, \quad (2.17)$$

де $x_A, y_A, z_A, x_B, y_B, z_B$, – відповідно координати точок А і В.

Допустиму відстань між траєкторіями сусідніх прутків можна знайти так:

$$[\Omega] = \frac{d_{np}}{2} + r_{\delta} + \Sigma, \quad (2.18)$$

де r_{δ} – радіус бульби картоплі, м; Σ – зміщення центра ваги бульби відносно траєкторії центра прутка, м.

Розглянемо умову проходження бульби між прутками з врахуванням сил тертя. При зустрічі прутка з бульбою можливі такі випадки розміщення бульби відносно прутка (рис. 2.5): траєкторія руху центру прутка лежить нижче (а) або вище (в) центру ваги бульби або проходить через центр ваги (б). Очевидно, що критичним буде випадок (а), коли траєкторія руху прутка проходить нижче центру ваги бульби, оскільки бульба може відбитися в середину барабана. Розглянемо цей випадок.

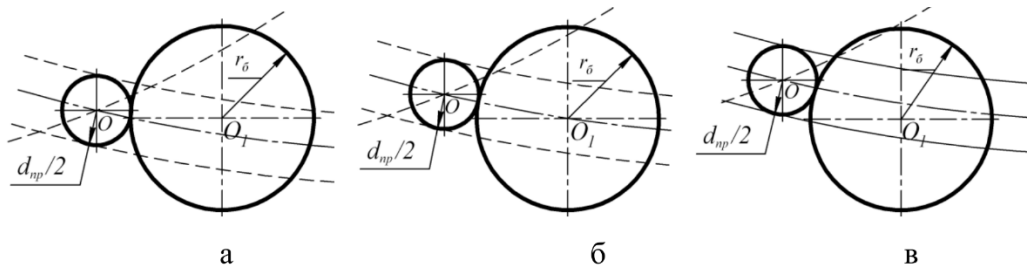


Рисунок 2.5 – Схема взаємодії прутка барабана з бульбою

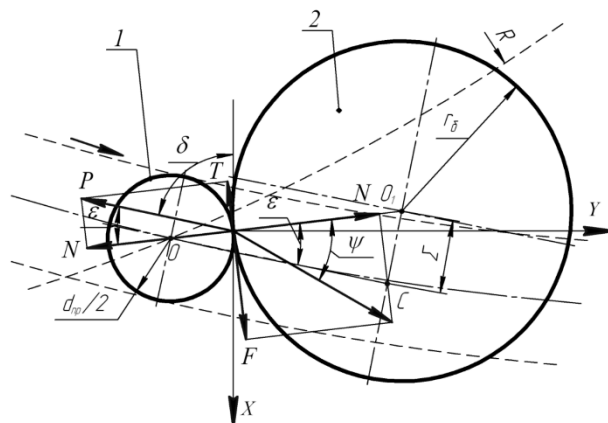


Рисунок 2.6 – Схема взаємодії прутка з бульбою: 1 – пруток барабана, 2 – бульба

Нехай пруток барабана 1 (рис. 2.6) діаметром $d_{\text{пр}}$, переміщуючись по траєкторії, зустрічає бульбу 2 радіусом r_6 . В точці дотику виникає сила опору бульби P , що направлена по дотичній до траєкторії руху прутка барабана, яку можна розкласти на складові: дотичну T , що направлена по дотичній до поверхні прутка в точці дотику:

$$T = P \cdot \sin \varepsilon, \quad (2.19)$$

і нормальну силу тиску N , що направлена по нормалі до поверхні прутка:

$$N = P \cdot \cos \varepsilon, \quad (2.20)$$

де $\varepsilon = \pi / 2 - \delta$ – кут нахилу сили опору бульби P , град; δ – кут нахилу дотичної до траєкторії руху прутка, град.

Дотична сила T зтягує бульбу в середину барабана, але цьому перешкоджає сила тертя F : $F = N \cdot f$, де f – коефіцієнт тертя бульби по поверхні прутка, $f = \operatorname{tg} \psi$, де ψ – кут тертя бульби по поверхні прутка.

Тоді: $F = P \cdot \cos \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \psi$.

Для того, щоб бульба не зтягувалась в середину барабана необхідно, щоб виконувалась умова: $F > T$, або $P \cdot \cos \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \psi > P \cdot \sin \varepsilon$.

Звідки $\operatorname{tg} \psi > \operatorname{tg} \varepsilon$,

$$\psi > \left(\frac{\pi}{2} - \delta \right). \quad (2.21)$$

Кут нахилу дотичної до траєкторії руху прутка δ в будь-якій точці можна визначити згідно виразу [5]:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{dy}{dx} = \frac{\omega R \cos \varphi}{\omega R \left(\frac{1}{\lambda} - \sin \varphi \right)}, \quad (2.22)$$

Кут ε можна знайти так:

$$\sin \varepsilon = \frac{\Sigma}{\frac{d_{\text{пр}}}{2} + r_6}, \quad (2.23)$$

З використанням залежностей вище (при розмірі бульби, що допускається до втрат $r_6 = 0,012$ м, $d_{\text{пр}} = (0,016 - 0,02)$ м, $\gamma = 25^\circ$, $\varphi = 0^\circ$), побудовано графічні залежності

(рис. 2.7, 2.8, 2.9), що дозволяють обґрунтувати основні конструкційно-технологічні параметри пруткових барабанів. На даних графіках межа допустимих значень параметрів знаходиться нижче кривих $[\Omega]$.

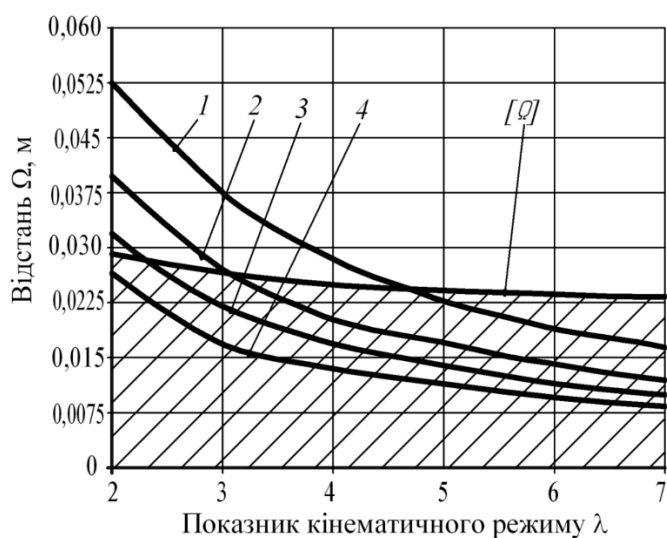


Рисунок 2.7 – Залежність відстані між траєкторіями сусідніх прутків барабана Ω від показника кінематичного режиму роботи пруткових барабанів λ та кількості прутків барабана k за радіуса установки прутків барабана $R=0,275$ м:

1, 2, 3, 4 – відповідно кількість прутків 15, 20, 25, 30

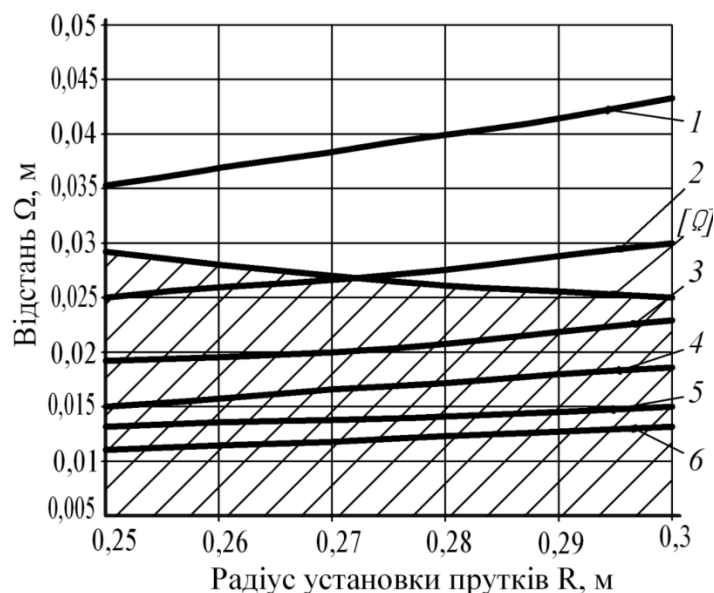


Рисунок 2.8 – Залежність відстані між траєкторіями сусідніх прутків барабана Ω від радіуса установки прутків барабана R та показника кінематичного режиму роботи λ за кількості прутків барабана $k=20$:

1, 2, 3, 4, 5, 6 – відповідно показник кінематичного режиму роботи 2, 3, 4, 5, 6, 7

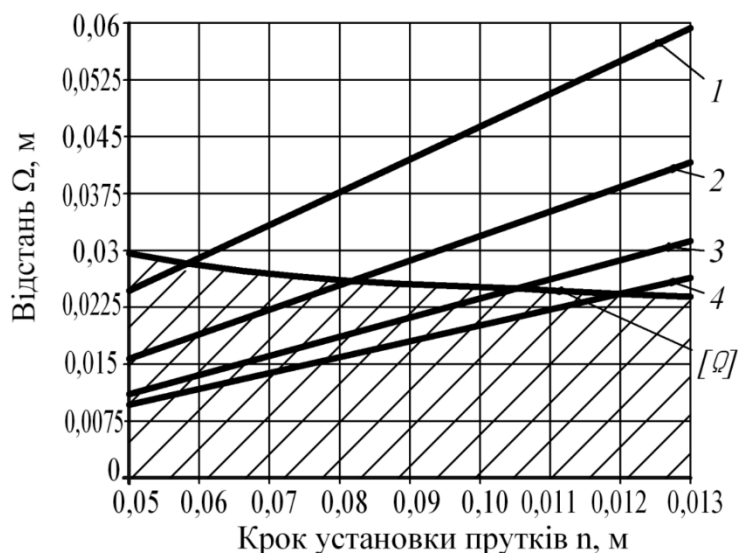


Рисунок 2.9 – Залежність відстані між траєкторіями сусідніх прутків барабана Ω від кроку установки прутків барабана n та показника кінематичного режиму роботи λ : 1, 2, 3, 4 – відповідно показник кінематичного режиму роботи 2, 3, 4, 5

Аналіз отриманих аналітичних та графічних залежностей показує, що для задовільного проходження технологічного процесу роботи підкопувально-сепаруючого робочого органу показник кінематичного режиму роботи пруткових барабанів λ за умови не пошкодження бульб повинен знаходитися в межах 2,8-5,0. За таких значень показника кінематичного режиму i за умови забезпечення відсутності втрат бульб (не проходження їх всередину барабанів), за радіуса установки прутків на барабані $R=0,275-0,30$ м, раціональне значення кількості прутків барабана становить $k=15-20$, відповідно крок установки прутків барабана – $n=0,08-0,09$ м.

2.3. Дослідження V-подібного розподільника.

Для якісного проходження технологічного процесу розподілу вороху на ширині сепаруючого транспортера розподільник повинен мати відповідні технологічні та конструкційні параметри. Основним його параметром є кут розхилу крил 2α , який утворений проекціями крил на площину транспортера. Неправильний вибір кута призведе або до згужання вороху перед розподільником і, як наслідок, до порушення технологічного процесу роботи машини, або до того,

що ворох не буде розподілятися на ширині транспортера.

В розрахунках приймаємо, що підкопаний шар вороху при подачі його на транспортер попередньо руйнується (подрібнюється) прутковими барабанами і перетворюється в масу з порушеними структурними зв'язками, в якій зчеплення між частинками відсутнє. Тому підкопаний ворох можна вважати однорідним сипучим середовищем.

Висота крила розподільника h (рис. 2.1) вибирається з умови виключення перекидання вороху через розподільник і залежить від висоти шару вороху h_v , який поступає на транспортер після пруткових барабанів. Висота шару залежить від глибини підкопування картоплі $h_{тр}$, співвідношення поступальної швидкості машини V_M , колової швидкості пруткових барабанів ωR та швидкості руху полотна транспортера $V_{тр}$, а також від здатності ґрунту просіюватися через зазори між прутками барабанів та сепаруючого транспортера.

Розглянемо несприятливий випадок, коли сепарація вороху на ділянці від пруткових барабанів до розподільника не відбувається і весь ворох подається на розподільник, тоді умова вибору висоти крила h з врахуванням зазору між транспортером і розподільником Δ (рис. 2.1) має вигляд:

$$h + \Delta \geq h_v, \text{ звідки } h \geq h_v - \Delta. \quad (2.24)$$

Величина зазору між транспортером і розподільником Δ визначається з врахуванням наступних факторів:

- по-перше, необхідно забезпечити вільний прохід бульб картоплі між поверхнею транспортера і розподільником;
- по-друге, необхідно забезпечити рівномірний розподіл потоку вороху на транспортері за висотою. При цьому необхідно також врахувати амплітуду коливань полотна транспортера, які здійснюються під впливом струшувачів.

З врахуванням того, що бульби картоплі при русі на транспортері намагаються зайняти стійке положення, коли центр мас бульби займає найнижче положення, тобто розміщується перпендикулярно до поверхні транспортера товщиною або шириною бульби, то необхідно прийняти висоту зазору не меншою

ніж найбільша ширина бульби: $\Delta \geq b_6$, де b_6 – найбільша ширина бульби картоплі. За даними [14] $b_6 = 80$ мм.

Висоту потоку вороху h_v , що поступає на розподільник, знайдемо, прирівнявши секундну масу вороху, яка сходить з лемешів, і секундну продуктивність транспортера:

$$Q_{\text{тр}} = Q_{\text{п}}, \quad (2.25)$$

де $Q_{\text{п}}$ – подача підкопувально-сепаруючого робочого органу, кг/с;

$Q_{\text{тр}}$ – продуктивність транспортера, кг/с.

Секундну подачу підкопувально-сепаруючого робочого органа для двохрядної картоплезбиральної машини можна знайти за формулою:

$$Q_{\text{п}} = 2 S_{\text{п}} V_{\text{м}} \rho_{\text{п}}, \quad (2.26)$$

де $S_{\text{п}}$ – площа поперечного перерізу підкопаного пласта, м^2 ; $\rho_{\text{п}}$ – густина підкопаного картопляного вороху, кг/м^3 .

Якщо контур грядки в поперечному перерізі прийняти за параболу [12], то площу поперечного перерізу підкопаного пласта можна визначити так:

$$S_{\text{п}} = \frac{2}{3} h_{\text{гр}} l_{\text{гр}}. \quad (2.27)$$

Тоді,

$$Q_{\text{п}} = \frac{4}{3} h_{\text{гр}} l_{\text{гр}} V_{\text{м}} \rho_{\text{п}}. \quad (2.28)$$

Продуктивність транспортера:

$$Q_{\text{тр}} = S_{\text{в}} V_{\text{тр}} \rho_{\text{п}}. \quad (2.29)$$

де $S_{\text{в}}$ – площа поперечного перерізу вороху на транспортері, м^2 ; $S_{\text{в}} = h_{\text{в}} A$ (рис. 2.10); A – створ між барабанами, м.

Тоді:

$$Q_{\text{тр}} = h_{\text{в}} A V_{\text{тр}} \rho_{\text{п}}. \quad (2.30)$$

Довжина крила розподільника повинна бути достатня для розподілу вороху на всій ширині полотна транспортера, окрім того, необхідно забезпечити вільну зону в місці сходження вороху з крила. Довжину крила розподільника можна

визначити за допомогою виразу:

$$l < \frac{b_{\text{тр}} - A}{2 \sin \alpha}. \quad (2.31)$$

Відстань між розподільником і барабанами впливає на проходження технологічного процесу, оскільки при малій відстані буде відбуватися накопичення вороху, можливе забивання, не проходження вороху, з іншого боку при надмірній відстані розподіл вороху розпочнеться пізніше і ефективність сепарації на першому транспортері знизиться. Забивання не буде коли відстань буде відповідною розмірам потоку вороху. Найбільший розмір призми вороху буде на початку надходження вороху на крила розподільника.

З рис 2.10, б маємо:

$$L > h_{\text{в}} \operatorname{ctg}(\varphi_{\text{в}} - \beta_{\text{тр}}), \quad (2.32)$$

де $\varphi_{\text{в}}$ – кут природного схилу вороху, град; $\beta_{\text{тр}}$ – кут нахилу робочої вітки полотна транспортера, град.

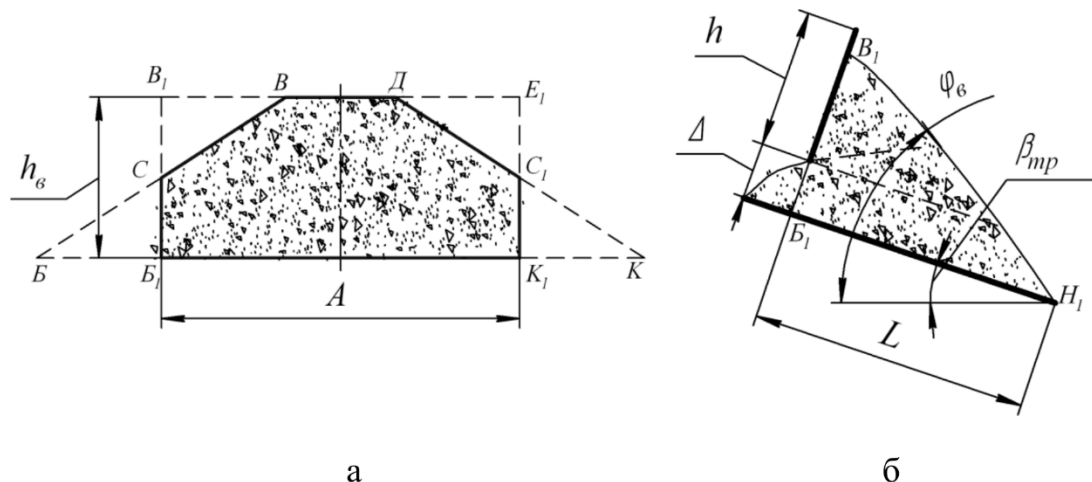


Рисунок 2.10 – Схема для дослідження параметрів розподільника:

а – форма потоку вороху, що поступає на розподільник;

б – форма потоку вороху, що рухається вздовж крила розподільника;

БВДК – дійсна форма потоку вороху; $B_1V_1E_1K_1$, $B_1V_1H_1$ – розрахункова форма потоку вороху

В результаті розрахунків маємо такі значення параметрів: $h \geq 0,13$ м, $l = 0,45$ - $0,55$ м, $\Delta \geq 0,08$ м, $L \geq 0,54$ м.

Швидкість частинки вороху вздовж крила розподільника становить:

$$V = \sqrt{V_y^2 + V_z^2}. \quad (2.33)$$

З використанням рівняння (2.33) побудовано графічні залежності швидкості руху вороху вздовж крила розподільника від часу за різних значень кутів розхилу крила α з врахуванням коливань полотна сепаруючого транспортера (рис. 2.11).

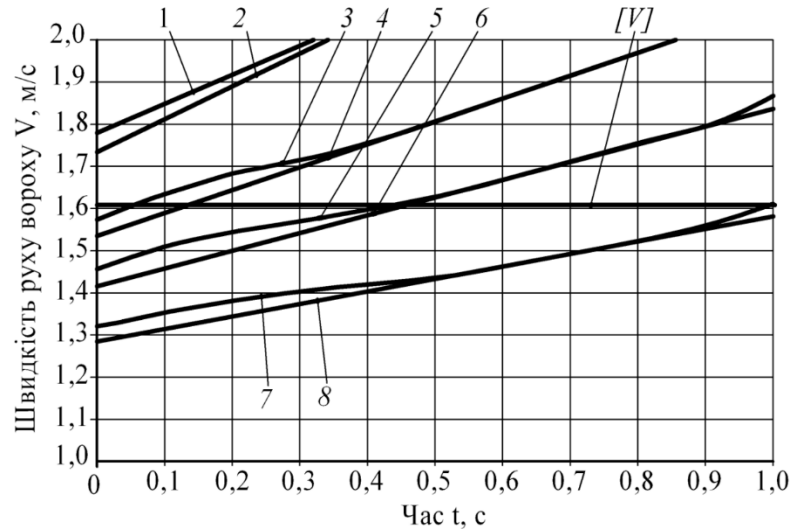


Рисунок 2.11 – Залежність швидкості руху вороху вздовж крила розподільника V від часу t за різних значень кута розхилу крила

α ($f_1 = f_2 = 0,55$, $V_{тр} = 2,0$ м/с, $\beta_{тр} = 22^\circ$):

- 1 - $\alpha = 30^\circ$, $\omega_{тр} = 4$ рад/с, $A_{тр} = 0,05$ м; 2 - $\alpha = 30^\circ$, $\omega_{тр} = 0$, $A_{тр} = 0$;
- 3 - $\alpha = 40^\circ$, $\omega_{тр} = 4$ рад/с, $A_{тр} = 0,05$ м; 4 - $\alpha = 40^\circ$, $\omega_{тр} = 0$, $A_{тр} = 0$;
- 5 - $\alpha = 45^\circ$, $\omega_{тр} = 4$ рад/с, $A_{тр} = 0,05$ м; 6 - $\alpha = 45^\circ$, $\omega_{тр} = 0$, $A_{тр} = 0$;
- 7 - $\alpha = 50^\circ$, $\omega_{тр} = 4$ рад/с, $A_{тр} = 0,05$ м; 8 - $\alpha = 50^\circ$, $\omega_{тр} = 0$, $A_{тр} = 0$.

Аналіз графічних залежностей показує, що швидкість руху вороху вздовж крила V зменшується із зростанням кута розхилу крила α . При зниженні швидкості руху вороху менше допустимої величини $[V]$ буде відбуватися згружування вороху на крилах розподільник, що призведе до порушення технологічного процесу роботи картоплезбиральної машини. Тобто, має виконуватися умова $V \geq [V]$.

Допустиму швидкість руху вороху вздовж крила розподільника, враховуючи процес розподілу вороху на ширині полотна транспортера, можна знайти з умови забезпечення рівності подачі вороху на розподільник і сходження його з розподільника:

$$\Delta b_{\text{тр}} [V] = A h_{\text{в}} V_{\text{тр}}, \quad (2.34)$$

де $[V]$ – допустима швидкість руху вороху вздовж крила розподільника, м/с.

Отже, швидкість руху вороху вздовж крила розподільника не повинна бути меншою за величину:

$$[V] = \frac{A h_{\text{в}} V_{\text{тр}}}{\Delta b_{\text{тр}}} \quad (2.35)$$

За заданих $A=0,35$ м, $h_{\text{в}}=0,22$ м, $\Delta=0,08$ м, $b_{\text{тр}}=1,2$ м допустима швидкість вороху становить $[V]=1,62$ м/с.

Аналіз отриманих залежностей показує, що за допустимого часу руху вороху вздовж крила розподільника максимально допустимі значення кута розхилу крила розподільника знаходяться в межах $\alpha=40^\circ - 45^\circ$.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Схема експериментальної установки.

На основі теоретичних досліджень і аналізу попередніх експериментальних досліджень для подальшого експериментального вивчення комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу в польових умовах була створена польова експериментальна установка.

Її базою слугував картоплезбиральний комбайн ККУ-2А, який складається (рис. 3.1) з копіювального котка 1, лемешів 2, пруткових барабанів 3, першого пруткового транспортера 4 з механізмом струшування 5, балонів-грудкоподрібнювачів 6, другого пруткового транспортера 7, рідкопруткового транспортера 8, барабанного транспортера 9, горки 10, перебирального стола 11, завантажувального транспортера 12, транспортера домішок 13, бункера 14, V-подібного розподільника 15.

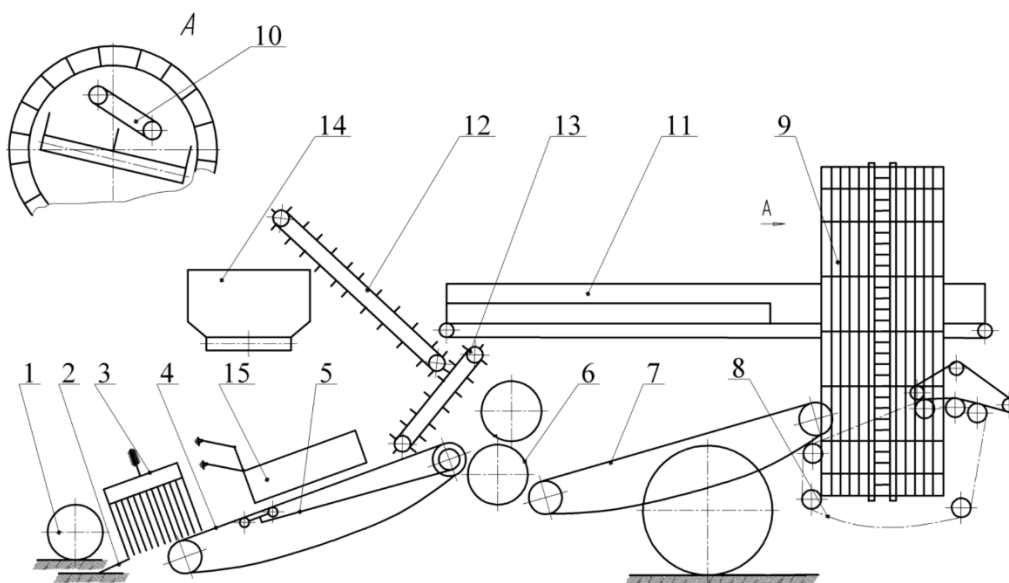


Рисунок 3.1 – Схема експериментальної установки на базі картоплезбирального комбайна ККУ-2А

Розподільник (рис. 3.2) складається з двох крил 1, які шарнірно з'єднані між собою за допомогою осі, паралелограмного механізму навіски 2 приєднаного до

рами картоплезбирального комбайна, гряділя 3, обмежувального ланцюга 4, регулювальної планки 5, пружини 6. Розподільник приєднується до гряділя за допомогою прутка квадратного перерізу і фіксується хомутами. Шарнірне закріплення крил дозволяло змінювати кут розхилу крил, який фіксувався за допомогою регулювальної планки. За допомогою обмежувального ланцюга забезпечується регулювання зазору між полотном транспортера і розподільником. За допомогою пружини розподільник мав змогу здійснювати плавні вертикальні переміщення при копіюванні коливань поверхні транспортера, а також запобігти поломкам при перевантаженнях.

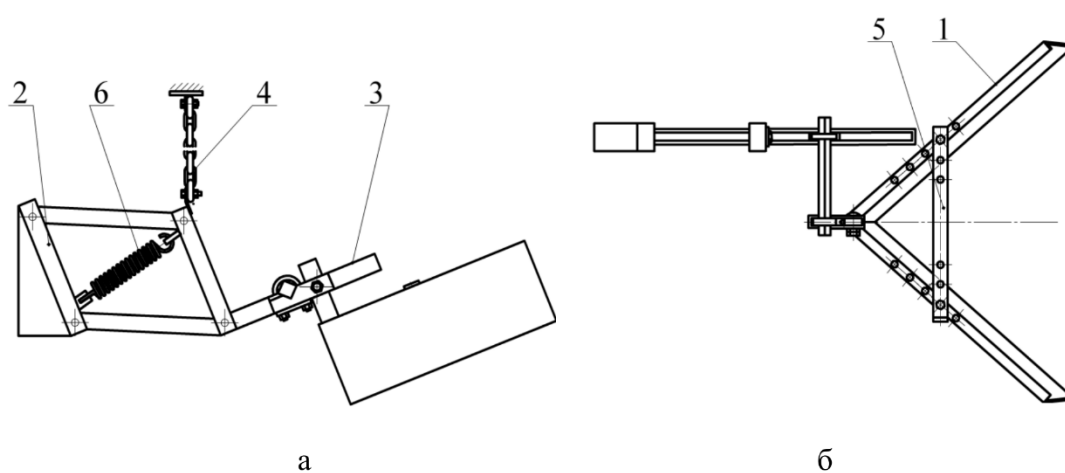


Рисунок 3.2 – Схема розподільника: а – вид збоку; б – вид зверху

Основні параметри розподільника регулювали наступним чином. Кут розхилу крил регулювався за допомогою планки, яка має на кожній стороні групу отворів. На відбортівці крил виконано аналогічні отвори. Переставляючи у відповідні отвори планки і відбортівки крил болти можна змінювати кут розхилу крил розподільника з кроком 5° . Зазор між розподільником і полотном транспортера змінювався шляхом фіксування відповідної ланки ланцюга, який одним кінцем прикріплений до паралелограмного механізму, а іншим - до кронштейна на рамі машини за допомогою болтового з'єднання. Відповідно зазор між розподільником і транспортером можна змінювати з кроком регулювання, що становить 10 мм. Відстань між прутковими барабанами і розподільником безступінчато регулювалась пересуванням хомутового кріплення розподільника по

гряділю паралелограмного механізму.

Процес роботи протікає таким чином. При русі картоплезбирального комбайна (рис. 3.1) леміші 2 підкопують два суміжні рядки картоплі. Пруткові барабани 3 обертаються назустріч один одному, прутками захвачують підкопаний лемішами шар картопляної грядки, подрібнюють його в створі між барабанами. При цьому частина ґрунту просівається між пальцями барабанів і попадає під комбайн, а основна маса вороху направляється на сепаруючий транспортер 4. Ворох, рухаючись транспортером, потрапляє на V-подібний розподільник 15. При цьому потік вороху розподіляється на два потоки, що починають рухатися вздовж крил пристрою, частина вороху постійно буде проходити під розподільником, оскільки він встановлений із зазором відносно поверхні транспортера. Рухаючись вздовж крил, ворох розподіляється на ширині транспортера, а завдяки наявності зазору – вирівнюється за висотою. Далі ворох рухається по поверхням сепаруючих робочих органів, де відбувається остаточне відокремлення ґрунту та рослинних решток, а очищені бульби картоплі потрапляють в бункер 14.

Основні параметри експериментальної установки наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика експериментальної установки

Показник	Одиниця виміру	Значення показника
Швидкість руху машини	м/с	0,7-1,5
Швидкість руху пруткового транспортера	м/с	1,85
Довжина крила розподільника	мм	480
Висота крила розподільника	мм	150
Кут розхилу крила розподільника	°	10-55
Зазор між полотном транспортера і розподільником	мм	0-250
Відстань між прутковими барабанами і розподільником	мм	150-700
Швидкість обертання барабанів	м/с	2,5
Діаметр пруткового барабана	мм	580
Крок установки прутків на барабані	мм	80
Діаметр прутка барабана	мм	16

Виходячи з аналізу технічних характеристик установки, можна зробити висновок, що розроблена конструкція експериментальної установки повністю задовольняє умовам для проведення досліджень.

3.2. Методика проведення експериментальних досліджень.

Для визначення умов і методики експериментальних досліджень скористались стандартними методиками [5]. Дослідження проводили в польових умовах: на рівній, спеціально підготовленій ділянці посадки картоплі і в агротехнічні строки, які передбачені для збирання.

Для експериментального дослідження впливу трьох факторів на вихідний показник застосовувався метод математичного планування експерименту [3], зокрема реалізовано дробний факторний експеримент з матрицею 3^{3-1} . Необхідну кількість повторностей кожного досліду визначали згідно рекомендацій, наведених у науковій праці [13]. При вибраній довірчій ймовірності $\alpha=0,9$ і допустимій помилці досліду $\varepsilon=\pm 2\sigma$ необхідна кількість повторностей становить $n=3$.

Прийнята математична модель другого порядку, яка описує вплив факторів на досліджуваний параметр, в загальному вигляді записується:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i,j=1}^n b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2, \quad (3.1)$$

де x_i, x_j , – кодовані значення факторів;

b_0, b_i, b_{ii}, b_{ij} – коефіцієнти регресії.

Зв'язок між кодованими та натуральними змінними факторами встановлюється за залежністю:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.2)$$

де x_i, X_i – відповідно кодоване та натуральне значення i -го фактору;

X_{i0} – натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні;

ΔX_i – інтервали варіювання i – го фактору.

Нульовим називається рівень, що знаходиться в центрі інтервалу (середнє значення фактору):

$$X_{i0} = \frac{X_{imax} + X_{imin}}{2}, \quad (3.3)$$

Інтервал варіювання фактору визначається:

$$\Delta X_i = \frac{X_{imax} - X_{imin}}{2} \quad (3.4)$$

Рівні і інтервали варіювання змінних факторів експерименту наведені у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Рівні та інтервали варіювання факторів

Фактор	Натуральні позначення	Кодове	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				Натуральні			Кодові		
				верхн	нижн	й	верхн	нижн	основ
Відстань між барабанами і розподільником, L, м	X ₁	x ₁	0,15	0,6	0,45	0,3	+1	-1	0
Кут розхилу крила, α, град	X ₂	x ₂	15	45	30	15	+1	-1	0
Зазор між полотном транспортера і розподільника Δ, м	X ₃	x ₃	0,05	0,15	0,1	0,05	+1	-1	0

Після кодування факторів склали план-матрицю дробного факторного експерименту, що представлена в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – План – матриця експерименту

№ досліду	X ₁	X ₂	X ₃
1	1	1	1
2	1	0	1
3	1	-1	1
4	1	-1	0
5	1	-1	-1
6	0	-1	1
7	0	1	1
8	0	1	-1
9	0	0	0
10	-1	0	1
11	-1	0	-1
12	-1	1	-1
13	-1	-1	1
14	-1	-1	-1

При реалізації плану-матриці, для виключення впливу на результат

досліджень випадкових і некерованих факторів провели рандомізацію плану-матриці методом випадкового балансу, який було реалізовано способом витягання порядкових номерів дослідів з урни [13].

Перед проведенням кожного дослідів виконували наладку експериментальної установки, яка полягала в установленні кута розхилу крил розподільника, зазору між полотном транспортера і розподільником, відстані між прутковими барабанами і розподільником на відповідні значення факторів.

Проби вороху відбирали з перебирального столу наступним чином. Після налаштування пристрою, агрегат починав виконувати технологічний процес збирання картоплі, після виходу на усталений режим роботи агрегат зупиняли. Ворох, що знаходився на перебиральному столі збирали в тару. Потім ворох розбирали на фракції і зважували. Результати зважування заносилися до таблиці у відповідні графи.

Засміченість бульб ґрунтовими домішками визначали згідно виразу:

$$З = \frac{m_d}{m_z} \cdot 100, \quad (3.5)$$

де $З$ – засміченість бульб ґрунтовими домішками, %;

m_d – маса домішок ґрунту у пробі вороху, кг;

m_z – загальна маса проби вороху, кг.

Також при цьому визначали пошкодження бульб.

3.3. Вплив конструкційно-технологічних параметрів комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу з V-подібним розподільником на засміченість картопляного вороху.

Згідно прийнятої програми досліджень з метою обґрунтування конструкційно-технологічних параметрів розподільника для інтенсифікації процесу сепарації шляхом рівномірного розподілу вороху на ширині полотна транспортера були проведені експериментальні дослідження.

На основі теоретичного аналізу встановлено, що основними факторами, які найбільш суттєво впливають на якість проходження технологічного процесу

розподілу вороху на ширині транспортера, а отже і впливають на повноту сепарації є такі параметри розподільника:

- кут розхилу крил розподільника – 2α ;
- відстань між прутковими барабанами і розподільником – L ;
- зазор між транспортером і розподільником – Δ .

Вони були змінні при проведенні досліджень. Довжина та висота крил розподільника в процесі експерименту були незмінними.

Критерієм оцінки прийняли засміченість картопляного вороху ґрунтовими домішками, який визначали як відношення маси ґрунтових елементів вороху до загальної маси вороху.

Дослідження проводили у польових умовах в сезон збирання картоплі. Після отримання експериментальних даних проводили їх статистичну обробку з використання прикладної програми «СТАТИСТИКА». Результати обробки наведено в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Результати регресійного аналізу

Змінний параметр	Кореляції	Коефіцієнт регресії лінійний	Статистична похибка коефіцієнта регресії	t_{α}	Коефіцієнт еластичності	Значимість коефіцієнта регресії
Залежна змінна						
		+39,4032				
Незалежна змінна						
L	-0,400	+3,7397	+1,8282	+2,05	+3,05	значимий
α	-0,001	-0,2447	+0,1625	-1,51	-0,12	значимий
Δ	+0,547	-13,7878	+4,7798	-2,88	-2,67	значимий
L^2	-0,415	-0,05139	+0,0201	-2,56	-2,03	значимий
Δ^2	+0,582	+0,84317	+0,2341	+3,60	+2,07	значимий

Коефіцієнт множинної детермінації $D=0,741$, коефіцієнт множинної кореляції $R=0,861$, стандартне відхилення оцінки $s=12,08$, критерій Фішера $F=20,607$, коефіцієнт D значимий з ймовірністю $P=0,987$.

Результати обробки даних представлені у вигляді рівняння регресії, що є

математичною моделлю технологічного процесу розподільника, яка пов'язує параметри робочого органу з показником якості його роботи. Для показника засміченості картопляного вороху рівняння регресії має вид полінома другого ступеня (рівень ймовірності $P=0,80$, $t_{\text{акрит}} = 1,302$):

$$Z=39,4+3,74L-0,24\alpha-13,78\Delta-0,05L^2+0,84\Delta^2, \quad (3.6)$$

де Z – засміченість бульб ґрунтовими домішками, %; L – відстань від барабанів до розподільника, см; α – кут розхилу крила розподільника, град; Δ – зазор між транспортером і розподільником, см.

Використавши метод двомірних перетинів поверхні відгуку визначили параметри розподільника, за яких досягається мінімальне та максимальне значення засміченості бульб. Відповідно мінімальне значення засміченості було $Z=11,41\%$ при значеннях змінних: $L=0,60$ м, $\alpha=45^\circ$, $\Delta=0,08$ м, а максимальне значення засміченості становило $Z=86,56\%$ при – $L=0,35$ м, $\alpha = 15^\circ$, $\Delta=0,15$ м. Як бачимо, параметри розподільника суттєво впливають на інтенсивність процесу відокремлення ґрунтових домішок з картопляного вороху, оскільки при варіюванні змінних параметрів значення засміченості змінюється в 7,6 раза. За раціональних параметрів розподільника ворох рівномірно розподіляється на ширині полотна транспортера, що призводить до підвищення ефективності процесу сепарації. Це свідчить про високу ефективність роботи розподільника та доцільність його застосування в картоплезбиральній машині.

Результати експериментальних досліджень представлені у вигляді графіків на рис. 3.3 – 3.8, на яких показано вплив основних параметрів розподільника на показник засміченості бульб ґрунтовими домішками.

Аналізуючи їх, можна сказати наступне. Найбільш суттєво впливають на технологічний процес зазор між транспортером і розподільником Δ та відстань між барабанами і розподільником L . Як видно з графіків на рис. 3.3, 3.4, 3.7, 3.8 залежність засміченості бульб від цих факторів має параболічний характер відповідно з крутозростаючими кривими для залежності засміченості від зазора між транспортером і розподільником Δ (рис. 3.3, 3.4) і крутоспадаючими кривими для залежності засміченості від відстані між барабанами і розподільником L (рис.

3.7, 3.8).

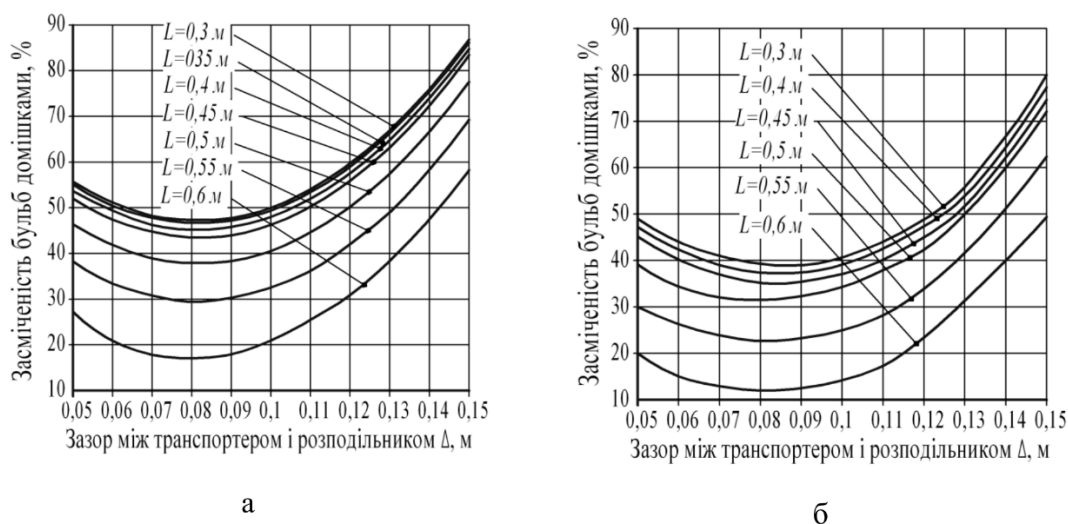


Рисунок 3.3 – Залежність засміченості бульб домішками від зазора між транспортером і розподільником Δ та відстані між барабанами і розподільником L : а, б – кут розхилу крила розподільника α відповідно 15° і 45°

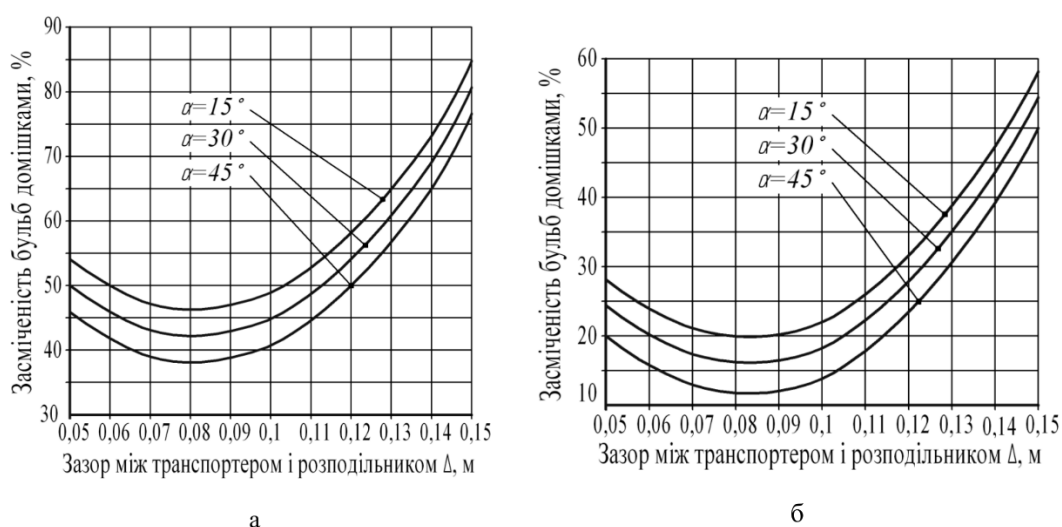


Рисунок 3.4 – Залежність засміченості бульб домішками від зазора між транспортером і розподільником Δ та кута розхилу крила розподільника α : а, б – відстань між барабанами і розподільником L відповідно 0,3 м і 0,6 м

Як видно з рис. 3.3, 3.4 область раціональних значень зазора Δ лежить в межах 0,07-0,09м (мінімальне значення засміченості досягається за зазора $\Delta=0,08\text{м}$). Відмітимо, що робочий процес розподільника чутливий до цього параметра, оскільки вихід за межі області раціональних значень веде до суттєвого погіршення ефективності процесу розподілу вороху – засміченість бульб різко

зростає. Це пояснюється тим, що за збільшення зазора Δ розподіл вороху на ширині транспортера погіршується, оскільки основна частина потоку вороху починає проходити між розподільником і транспортером, а потік вороху на сторони зменшується, що призводить до зменшення ефективності сепарації. При зменшенні зазора ворох надмірно розподіляється на сторони транспортера, тобто розподіляється на ширині транспортера нерівномірним за висотою шаром, що також веде до зменшення ефективності сепарації.

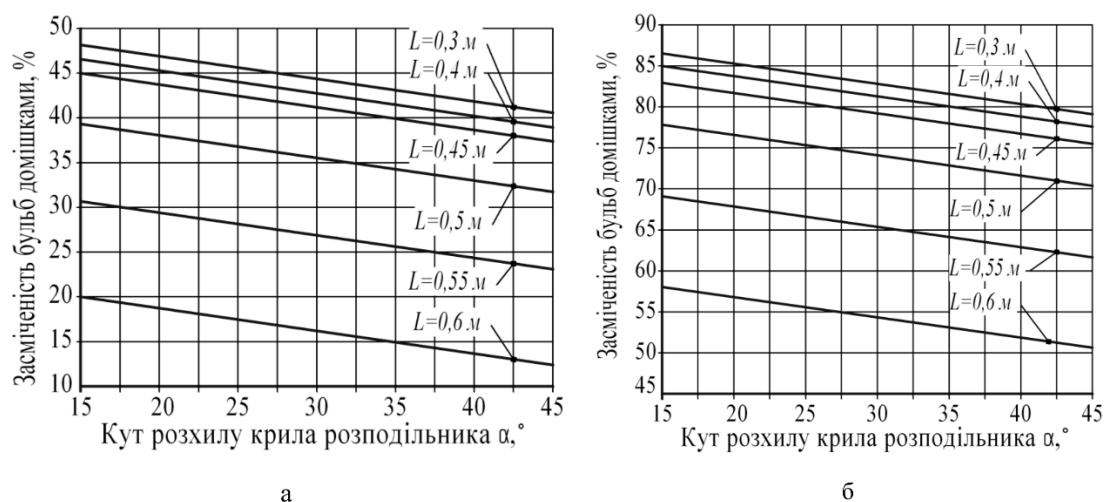


Рисунок 3.5 – Залежність засміченості бульб домішками від кута розхилу крила розподільника α та відстані між барабанами і розподільником L :

а, б – зазор між транспортером і розподільником Δ відповідно 0,08 м і 0,15 м

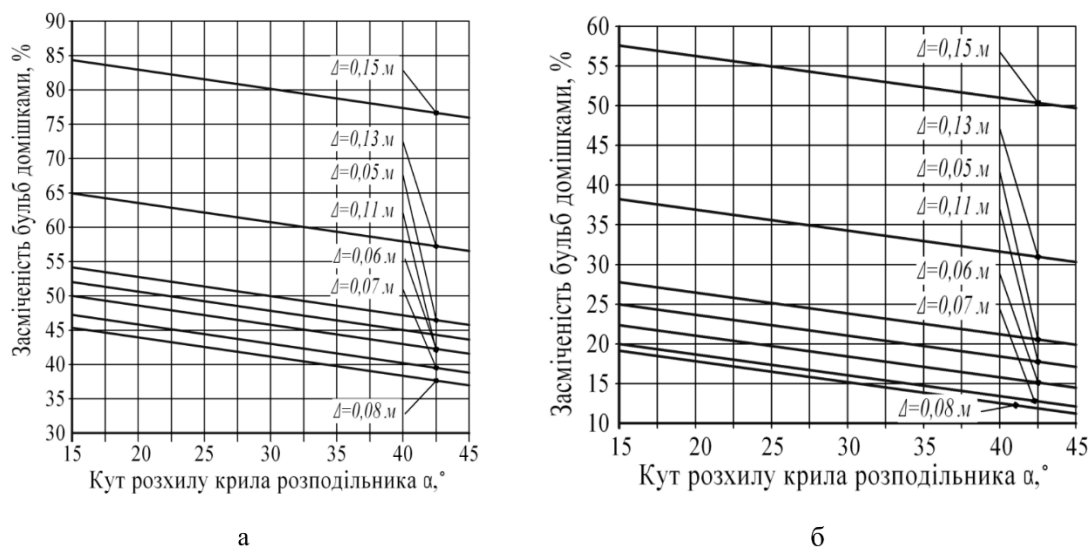
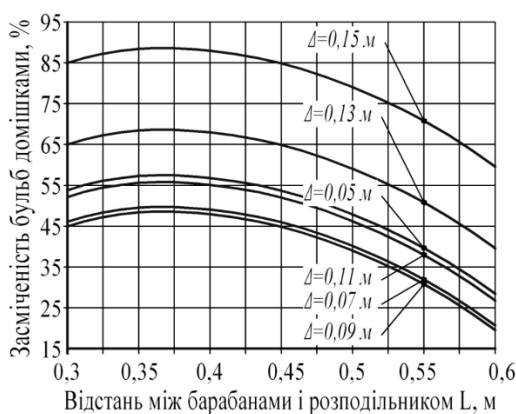
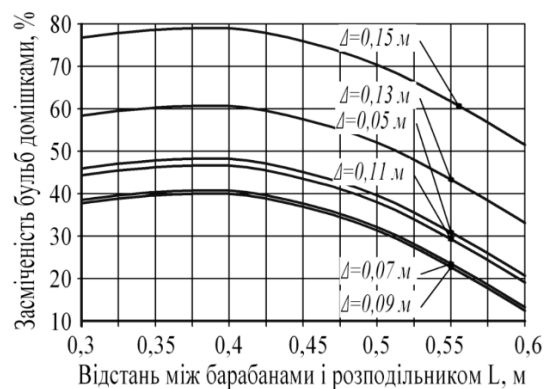


Рисунок 3.6 – Залежність засміченості бульб домішками від кута розхилу крила розподільника α та зазора між транспортером та розподільником Δ :

а, б – відстань між барабанами і розподільником L відповідно 0,3 м і 0,6 м

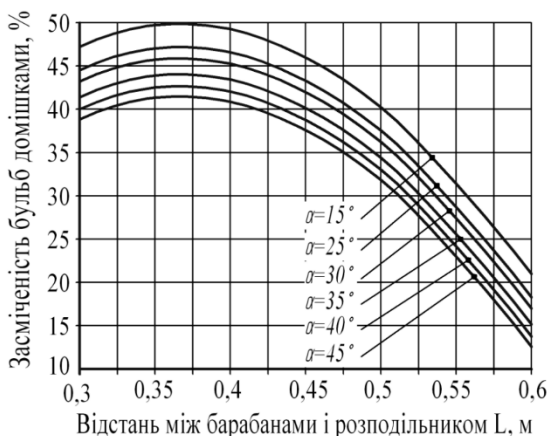


а

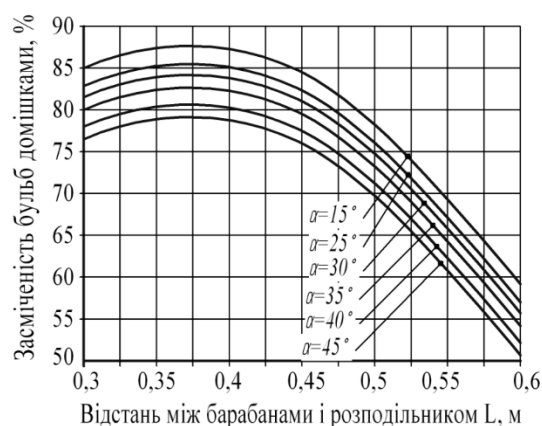


б

Рисунок 3.7 – Залежність засміченості бульб домішками від відстані між барабанами і розподільником L та зазора між транспортером і розподільником Δ :
а, б – кут розхилу крила розподільника α відповідно 15° і 45°



а



б

Рисунок 3.8 – Залежність засміченості бульб домішками від відстані між барабанами і розподільником L та кута розхилу крила розподільника α :
а, б – зазор між транспортером та розподільником Δ відповідно 0,08 м і 0,15 м

Як видно з рис. 3.5, 3.6, кут розхилу крила α чинить менший вплив на процес розподілу вороху, оскільки залежність засміченості від кута розхилу крила розподільника α має характер близький до прямолінійного, причому крива досить полого. Такий характер впливу кута розхилу крила пояснюється тим, що навіть за невеликих кутів α ($\alpha=15-20^\circ$) процес розподілу вороху на ширині полотна транспортера відбувається задовільно. За збільшення кута α засміченість знижується. Найменша засміченість буде при $\alpha=45^\circ$. Дане значення параметра в

експерименті було граничне, оскільки за більших кутів спостерігається порушення технологічного процесу, відбувається згружування вороху на крилах розподільника, що призводить до зупинки руху вороху вздовж розподільника. Тому область раціональних значень даного параметра прийнята в межах $\alpha=40^\circ$ - 45° .

Графіки на рис. 3.7, 3.8, що характеризують залежність засміченості бульб ґрунтовими домішками від відстані між барабанами і розподільником L показують, що мінімальне значення показника вмісту ґрунтових елементів вороху (ГЕВ) буде при відстані $L=0,55-0,6$ м. При зменшенні відстані L вміст ГЕВ підвищується, оскільки за малої відстані ворох накопичується перед розподільником, що веде до погіршення процесу розподілу вороху на ширині транспортера. При відстані $L<0,3$ м відбувається порушення технологічного процесу, оскільки рух потоку вороху у просторі між барабанами і розподільником зупиняється, що призводить до зупинки агрегату.

Також було досліджено вплив робочого органу на пошкоджуваність бульб. Встановлено, що значення пошкоджень бульб у всіх дослідах були в середньому в межах 2,8-3,1%. При роботі установки без розподільника пошкодження бульб становили близько 3,0 %. Отже, можна стверджувати, що розподільник суттєво не впливає на пошкодження бульб.

3.4. Обґрунтування конструкційно-технологічної схеми та раціональних параметрів комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини.

В результаті досліджень запропоновано технологічну схему комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу, теоретично та експериментально обґрунтовано його основні параметри. Наступним етапом було розроблення конструвальної схеми та конструкції запропонованого робочого органу картоплезбиральної машини.

Як відомо [14], підкопувальний робочий повинен повністю підкопувати шар ґрунту з бульбами та надійно подавати його на сепаруючий робочий орган.

Застосовуємо найбільш простий робочий орган – плоский пасивний леміш. Для забезпечення самоочистки леміша від рослинних решток він виконаний трьохсекційним. Задавши параметри картопляної грядки, а саме ширину міжряддя, профіль грядки, параметри залягання гнізда бульб, а також параметри сепаруючого транспортера (рис. 3.9), графоаналітичним методом визначили раціональні геометричні параметри підкопувального органу.

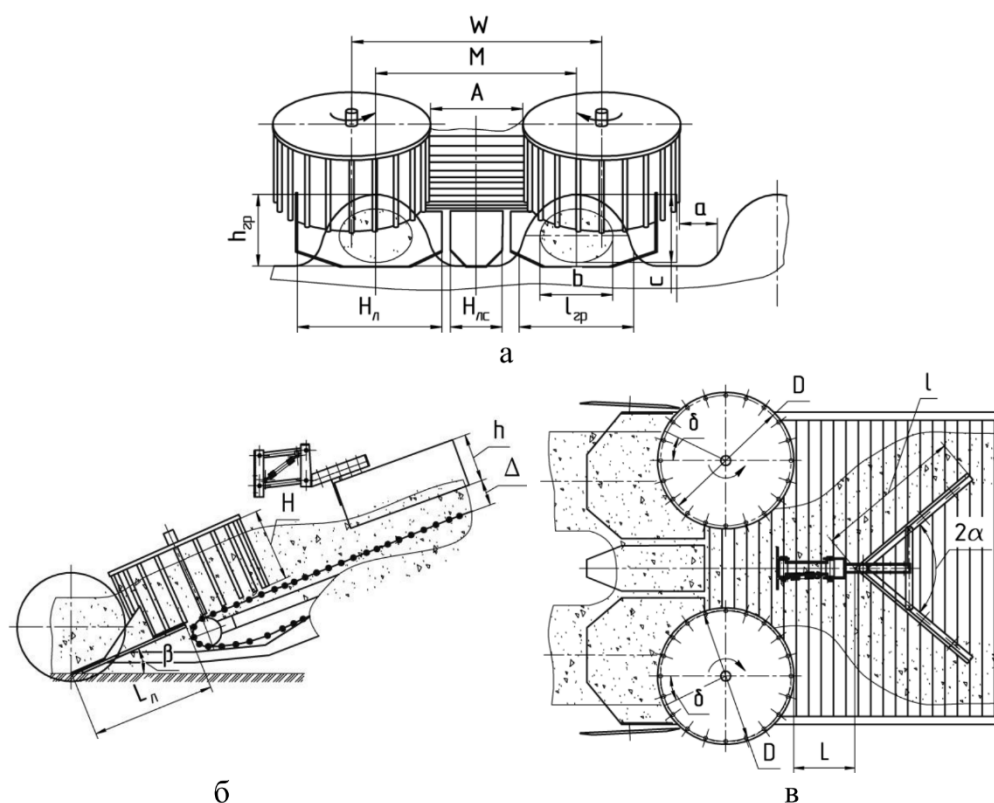


Рисунок 3.9 – Компонувальна схема комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини:

а – вид спереду; б – вид збоку; в – вид зверху

Максимальна ширина гнізда бульб для різних сортів картоплі становить $b=23-32$ см, максимальна глибина залягання нижньої бульби $c=21$ см [14]. Ширину підкопувального робочого органу $H_{\text{л}}$ необхідно приймати в межах 450-500 мм для компенсації відхилень центру гнізда від середньої лінії рядка і неточності ведення агрегату [14]. Тоді за ширини міжрядь – 700 мм, загальна ширина підкопування становить 1150-1200 мм. Приймаємо ширину бокових лемешів $H_{\text{л}} = 480$ мм, тоді ширина середнього леміша, з врахуванням зазору для

сходу рослинних решток між лемішами, становить $H_{\text{лс}} = 180 \text{ мм}$.

Кут нахилу леміша β встановлюється максимально можливий, з врахуванням того, що переміщення підкопаного шару забезпечується за кута β не більшого 24° . Довжина леміша $L_{\text{л}}$ визначається параметрами сепаруючого транспортера, а саме висотою розміщення та діаметром передніх роликів пруткового транспортера, які вибираємо з умови проходу полотна транспортера при огинанні роликів без дотику дна борозни. Окрім того, необхідно забезпечити зазор між кронштейнами лемешів та дном борозни не менше 50 мм. Для самоочищення лез на кожному леміші на краях виконані зрізи для сходу рослинних решток. Кут сходу становить $40\text{-}50^\circ$. Середній леміш обладнаний відкидними пальцями в місці переходу вороху з леміша на транспортер для запобігання втрат і заклинювання каміння між прутками і заднім обрізом леміша. Довжина лемешів становить $L_{\text{л}} = 475 \text{ мм}$, окрім того в бокових лемішах виконано вирізи відповідно до діаметрів барабанів. Для запобігання розвалювання підкопаного пласта на сторони, а також для обмеження забору ущільненого шару ґрунту з міжрядь на боках крайніх лемешів встановлено обрізні пасивні диски.

Пруткові барабани встановлюються у зоні переходу підкопаного вороху з лемешів на сепаруючий транспортер, причому вісь обертання барабанів перпендикулярна до поверхні лемешів.

Координати установки барабанів визначаються технологічною вимогою – забезпечувати подачу вороху з лемешів на транспортер. Це буде забезпечуватися коли осі обертання барабанів будуть проходити через вісь обертання передніх роликів транспортера. Відстань між осями барабанів W визначається з умови:

$$D + A + \frac{D}{2} \sin \delta > M + l_{\text{гр}}, \quad (3.7)$$

де D – діаметр барабана, мм; A – створ між барабанами, мм; M – ширина міжрядь посадки картоплі, мм; $l_{\text{гр}}$ – ширина картопляної грядки, мм. δ – кут захвату. За рекомендаціями автора наукової праці [17] кут $\delta < 10^\circ$.

Конструкційні параметри барабанів визначаємо з таких міркувань. Діаметр барабана повинен бути максимально-можливим, оскільки із збільшенням діаметра

покращуються умови захвату вороху. Максимальний діаметр пруткового барабана визначається [17]:

$$D_{\max} = \frac{3M - l_{\text{гр}} - 2a - A}{2}, \quad (3.8)$$

де a – ширина захисної смуги, мм.

Окрім того, при виборі діаметра необхідно забезпечити умову (3.7), тобто:

$$D > \frac{M + l_{\text{гр}} - A}{1 + \frac{1}{2} \sin \delta}. \quad (3.9)$$

Створ між барабанами повинен бути достатнім для проходження підкопаного вороху з двох рядків картоплі. Для цього необхідно виконати умову:

$$2 \frac{2}{3} l_{\text{гр}} h_{\text{гр}} = AH, \quad (3.10)$$

де $h_{\text{гр}}$ – висота картопляної грядки, мм; H – висота прутка барабана, мм. Приймаємо $H = (1,1 - 1,2) h_{\text{гр}}$.

Тоді

$$A = (1,1 - 1,2) l_{\text{гр}}. \quad (3.11)$$

З врахуванням залежностей (3.7), (3.8), (3.9), (3.11) отримуємо такі конструкційні та установочні параметри пруткових барабанів:

- діаметр барабана: $D = 560$ мм;
- висота прутка барабана $H = 250$ мм;
- створ між барабанами $A = 350$ мм;
- діаметр прутка $d_{\text{пр}} = 18$ мм.

Швидкість обертання барабанів визначаємо з врахуванням вимог, щоб бульби картоплі не пошкоджувалися і не проходили всередину барабанів. Прийmemo показник кінематичного режиму роботи пруткових барабанів $\lambda = 2,8$ (п. 2.2), тоді за середньої швидкості руху машини $V_{\text{м}} = 1,0$ м/с колова швидкість обертання барабанів становитиме $V_{\text{б}} = 2,8$ м/с. а кутова швидкість барабанів – $\omega = 10$ рад/с (при $R = 0,28$ м), число обертів – $1,6 \text{ с}^{-1}$. Користуючись графічними залежностями (п. 2.2), приймаємо кількість прутків $k = 20$, крок установки прутків барабана $p = 88$ мм.

Пруткові барабани приводяться в обертовий рух від вала відбору потужності трактора через механічну передачу.

Конструкційні параметри розподільника вибираємо з врахуванням проведених теоретичних та експериментальних досліджень проведених вище.

Довжина крила l розподільника повинна бути мінімальна, але достатня для якісного розподілу вороху на ширині транспортера. Кут розхилу крила α встановлюємо максимально можливим. Окрім того, необхідно передбачити регулювання кута розхилу для різних ґрунтово-кліматичних умов. Висота крила розподільника h повинна бути достатня, щоб забезпечувати не перекидання вороху через крило. Зазор між крилом розподільника та площиною транспортера Δ повинен бути в оптимальних межах, а тому також необхідно передбачити регулювання цього параметру. Оскільки полотно транспортера може здійснювати коливальні рухи з досить значною амплітудою, то розподільник необхідно встановлювати з можливістю забезпечення незмінного заданого розміру зазору. Відстань між барабанами та носком розподільника L повинна бути мінімальна, але забезпечувати вільне проходження вороху. З врахуванням ширини полотна транспортера параметри розподільника приймаємо наступні:

- довжина крила розподільника $l=500$ мм;
- висота крила $h=150$ мм;
- кут розхилу (максимальний) $\alpha=45^\circ$;
- зазор $\Delta=80$ мм;
- відстань між барабанами і розподільником $L=600$ мм.

Отримані результати досліджень були використані при розробленні конструкторської документації та виготовленні дослідних зразків картоплезбиральних машин – картоплекопач КРК-2 [16] (виготовлювач – Дослідно-конструкторське технологічне бюро ІМЕСГ) і картоплекопач-навантажувач ККН-2 (виготовлювач – ВАТ «БОРЕКС»).

На рис. 3.10 показано конструкційне оформлення підкопувально-сепаруючого робочого органу, а на рис. 3.11 – загальний вигляд картоплекопача КРК-2 з підкопувально-сепаруючим робочим органом.

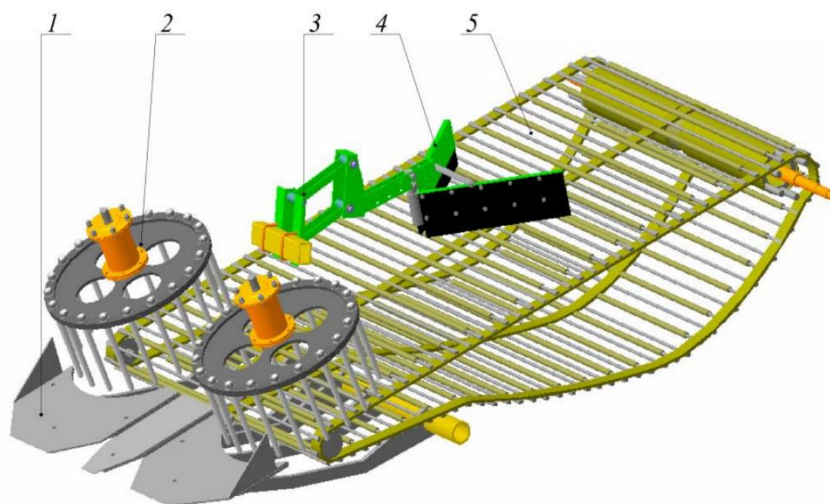


Рисунок 3.10 – Загальний вигляд комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини:

- 1 – леміш; 2 – прутковий барабан; 3 – паралелограмний механізм;
4 – розподільник; 5 – прутковий транспортер

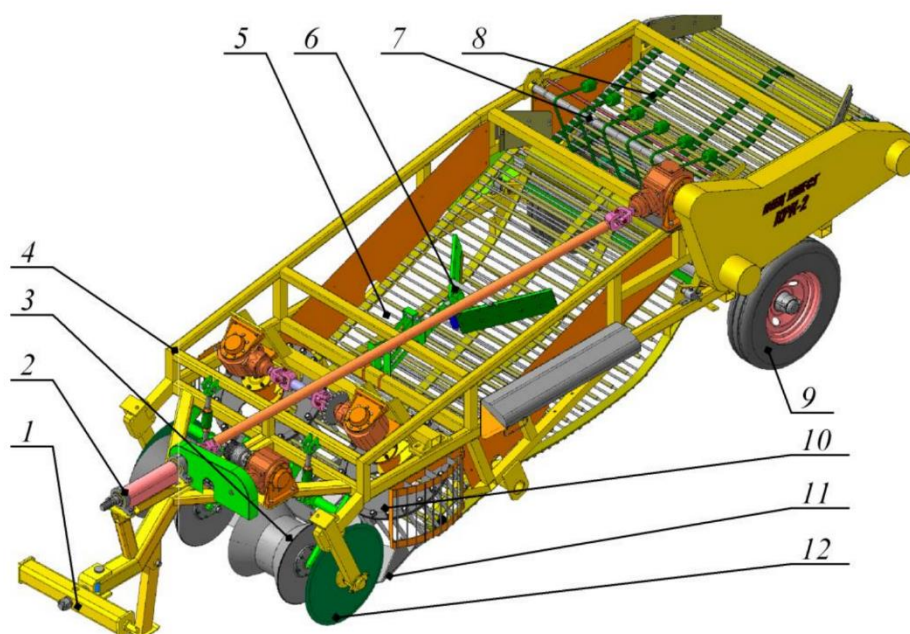


Рисунок 3.11 – Загальний вигляд картоплекопача КРК-2:

- 1 – причіпний пристрій; 2 – приводний механізм; 3 – коток опорний; 4 – рама;
5 – транспортер основний; 6 – розподільник; 7 – пристрій бадилле-
відокремлюючий; 8 – транспортер каскадний; 9 – колесо опорне; 10 – барабан
прутковий; 11 – леміш; 12 – диск обрізний

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Організація охорони праці в господарстві.

Охорона праці у господарстві починається з організації управління охороною праці.

Роботодавець зобов'язаний створити в кожному структурному підрозділі і на робочому місці умови праці відповідно до нормативно-правових актів, а також забезпечити додержання вимог законодавства щодо прав працівників у галузі охорони праці.

З цією метою роботодавець забезпечує функціонування системи управління охороною праці, для чого:

- створює відповідні служби і призначає посадових осіб, які забезпечують вирішення конкретних питань охорони праці, затверджує інструкції про їх обов'язки, права та відповідальність за виконання покладених на них функцій, а також контролює їх дотримання;
- розробляє за участю сторін колективного договору і реалізує комплексні заходи для досягнення встановлених нормативів та підвищення існуючого рівня охорони праці;
- впроваджує прогресивні технології, досягнення науки і техніки, засоби механізації та автоматизації виробництва, вимоги ергономіки, позитивний досвід з охорони праці тощо;
- забезпечує усунення причин, що призводять до нещасних випадків, професійних захворювань, та здійснення профілактичних заходів, визначених комісіями за підсумками розслідування цих причин;
- організує проведення аудиту охорони праці, лабораторних досліджень умов праці, атестації робочих місць на відповідність нормативним актам про охорону праці в порядку і строки, що встановлюються законодавством;
- вживає за їх підсумками заходів щодо усунення небезпечних і шкідливих для здоров'я виробничих факторів;

- розробляє і затверджує положення, інструкції, інші нормативні акти про охорону праці, що діють у межах підприємства, та встановлюють правила виконання робіт і поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, на будівельних майданчиках, робочих місцях відповідно до державних міжгалузевих і галузевих нормативно-правових актів про охорону праці, забезпечує безплатно працівників нормативно-правовими актами про охорону праці;

- здійснює постійний контроль за дотриманням працівником технологічних процесів, правил поводження з машинами, механізмами, устаткуванням та іншими засобами виробництва, використанням засобів колективного та індивідуального захисту, виконанням робіт відповідно до вимог з охорони праці;

- організує пропаганду безпечних методів праці та співробітництво з працівниками у галузі охорони праці;

- вживає термінових заходів для допомоги потерпілим, залучає за необхідності професійні аварійно-рятувальні формування у разі виникнення на підприємстві аварій та нещасних випадків. Роботодавець несе безпосередню відповідальність за порушення зазначених вимог.

Обов'язки працівника щодо дотримання вимог нормативно-правових актів з охорони праці. Кожен працівник, виконуючи трудові обов'язки, зобов'язаний:

- дбати про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я оточуючих людей в процесі виконання будь-яких робіт чи під час перебування на території підприємства;

- знати і виконувати вимоги нормативних актів про охорону праці, правила поводження з машинами, механізмами, устаткуванням та іншими засобами виробництва, користуватися засобами колективного та індивідуального захисту;

- проходити в установленому порядку попередні та періодичні медичні огляди.

Працівник несе безпосередню відповідальність за порушення зазначених вимог.

4.2. Моделювання виробничих небезпек при роботі з картоплезбиральною машиною.

Метод логічного моделювання потенційних аварійних травм і катастроф відкриває можливість розробити досконалу систему управління безпекою життєдіяльні виробництва, яка базується на оперативному пошуку виробничих небезпек, їх глибокому, логічному (при необхідності і математичному) аналізі і терміновому прийнятті заходів для усунення потенційних небезпек ще до виникнення травмонебезпечних та катастрофічних ситуацій [15].

Найбільша кількість нещасних випадків на виробництві як по загальній кількості, так і по важкості травм пов'язано з експлуатацією і обслуговуванням автомобілів і машино-тракторних агрегатів. Найбільш часто спостерігається: падіння з тракторів і сільськогосподарських машин, особливо при спробі сісти і зіскочити на ходу; захват одяжі і частин тіла незахищеними рухомими частинами машин; попадання частин тіла в ріжучі і подавальні механізми машин при ремонті і регулюваннях з не заглушеним двигуном або з не відключеним валом відбору потужності трактора, а також при очищенні лемешів і інших ріжучих і небезпечних частин машин руками, без чистиків, наїзд на відпочиваючих в зоні робіт, перевертання машин і ін.

Модель травмонебезпечних ситуацій при роботі з картоплезбиральною машиною наведено на рис. 4.1.

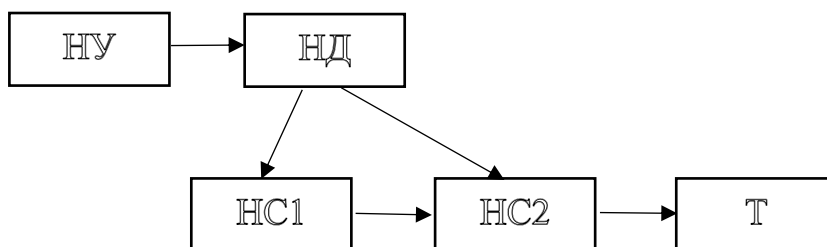


Рисунок 4.1 – Моделювання небезпечних ситуацій при роботі з картоплезбиральною машиною

НУ – трактор не обладнаний підніжкою.

НД – при виході з кабіни тракторист наступає на колесо.

НС1 – самовільний рух трактора.

НС2 – падіння тракториста на колесо.

Т – травма.

Таким чином, застосовуючи на практиці моделювання для дослідження аварій і травм знижує ймовірності виникнення травмонебезпечних та аварійних ситуацій. У випадку якщо є необхідність оцінки рівня небезпеки робочого місця, необхідно вивчити та побудувати логічні моделі ймовірних небезпечних ситуацій, що враховують усі стани обладнання, а також поведінку оператора та розрахувати ймовірність виникнення можливих травм.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОМБІНОВАНОГО ПІДКОПУВАЛЬНО-СЕПАРУЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Економічні показники, які характеризують ефективність застосування підкопувально-сепаруючого робочого органу визначались за загальноприйнятою методикою [6, 7].

За базовий варіант приймемо картоплекопач-навантажувач ККН-2. За модернізовану машину приймемо картоплекопач-навантажувач ККН-2 з розробленим підкопувально-сепаруючим робочим органом. Агрегатування машини здійснюється з трактором МТЗ-82. Зібрані бульби транспортуються агрегатом у складі трактора МТЗ-82 і причепа 2ПТС-4.

Вихідні умови для розрахунку приведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Вихідні умови для розрахунку економічної ефективності

Показник	Базова машина	Модернізована машина
Врожайність бульб, т/га	24,3	24,3
Робоча ширина захвату машини, м	1,4	1,4
Робоча швидкість руху машини, км/год	3,24	4,68
Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1	1
Маса машини, кг	3500	3550
Повнота збирання бульб, %	99,0	99,0
Пошкодження бульб, %	4,6	4,6
Чистота бульб в тарі, %	85,8	97,4

Загальний економічний ефект визначається як сума зменшення прямих експлуатаційних витрат і додатковим ефектом від експлуатації робочого органу:

$$E_{\text{заг}} = (\Pi_{\text{б}} - \Pi_{\text{м}}) + E, \quad (5.1)$$

де $\Pi_{\text{б}}$, $\Pi_{\text{м}}$ – приведені експлуатаційні витрати базової і модернізованої машини, грн/га; E – додатковий економічний ефект від експлуатації робочого органу, грн/га.

Приведені експлуатаційні витрати знаходимо за формулою:

$$\Pi = e \cdot K + C, \quad (5.2)$$

де e – нормативний коефіцієнт ефективного використання капітальних вкладень ($e=0,15$); K – розмір капітальних вкладень, грн/га; C – прямі експлуатаційні витрати, грн/га.

Капітальні вкладення:

$$K = \frac{B_T}{W_3 T_{PT}} + \frac{B_M}{Q_M}, \quad (5.3)$$

де B_T , B_M – балансова вартість трактора і машини, (МТЗ-82 - 600,0 тис. грн, базова машина – 430,0 тис. грн, модернізована – 440,0 тис. грн); Q_M – сезонне навантаження машини, га. Приймаємо – 100 га; W_3 – продуктивність за одну годину змінного часу, га/год; T_{PT} – нормативне річне завантаження трактора, год. Приймаємо – 1000 год.

Продуктивність з одну годину змінного часу визначається:

$$W_3 = W_0 \tau = 0,1BV\tau, \quad (5.4)$$

де W_0 – продуктивність за одну годину основного часу, га/год; τ – коефіцієнт ефективного використання часу зміни; B – робоча ширина захвату машини, м; V – робоча швидкість руху машини, км/год.

Прямі експлуатаційні витрати визначаються:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4, \quad (5.5)$$

де C_1 – витрати на оплату праці, грн/га; C_2 – витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/га; C_3 – витрати на реновацію машини і енергетичного засобу, грн/га; C_4 – витрати на їх ремонт і технічне обслуговування, грн/га.

Витрати на оплату праці становлять:

$$C_1 = \frac{\sum L_i C_r}{W_3}, \quad (5.6)$$

де L_i – кількість робітників відповідного класу, люд; C_r – погодинна ставка робітника, приймаємо $C_r = 25,13$ грн/год.

Витрати на паливно-мастильні матеріали становлять:

$$C_2 = q\Pi_n, \quad (5.7)$$

де q – питома витрата пального при збиранні картоплі, кг/га; $\Pi_{\text{п}}$ – комплексна вартість пального, (24,5 грн/кг).

Затрати на реновацію машини і трактора становлять:

$$C_3 = \frac{B_T a_T}{W_3 T_{\text{PT}}} + \frac{B_M a_M}{Q_M}, \quad (5.8)$$

де a_T , a_M – норма відрахувань на реновацію трактора і машини ($a_T = a_M = 0,166$).

Затрати на ремонт і технічне обслуговування становлять:

$$C_4 = \frac{B_T b_T}{W_3 T_{\text{PT}}} + \frac{B_M b_M}{Q_M}, \quad (5.9)$$

де b_T , b_M – норма відрахувань на ремонт та технічне обслуговування трактора і машини ($b_T = 0,34$, $b_M = 0,15$).

Економічний ефект від застосування робочого органа досягається за рахунок збільшення продуктивності роботи машини та зменшення вмісту ґрунтових домішок і підвищення чистоти бульб в тарі. Це призводить до зменшення затрат на транспортування картоплі з ґрунтовими домішками від збирального агрегату до місця подальшої обробки, а також до зменшення затрат на подальшу обробку на картоплесортувальних пунктах. Приймемо, що додатковий економічний ефект від застосування робочого органу досягається за рахунок зменшення витрати пального для транспортування зібраного врожаю картоплі з домішками ґрунту.

Визначимо його так:

$$E = Y \left(\frac{\Pi_M - \Pi_B}{100\%} \right) q_1 \Pi_{\text{п}}, \quad (5.10)$$

де Y – урожайність бульб картоплі, т/га; Π_B , Π_M – чистота бульб в тарі базової і модернізованої машини, %; q_1 – питома витрата пального на транспортування картоплі з ґрунтовими домішками, (1,2 кг/т).

Річний економічний ефект визначається за формулою:

$$E_p = E_{\text{заг}} Q_M. \quad (5.11)$$

Результати розрахунків представлені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку економічної ефективності від використання комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу

Показник	Базова машина	Модернізована машина
Продуктивність змінного часу, га/год	0,36	0,52
Питома витрата палива, кг/га	30,4	26,3
Витрати на оплату праці, грн/га	69,25	47,94
Витрати на ПММ, грн/га	744,8	644,35
Витрати на реновацію, грн/га	988,27	920,4
Витрати на ремонт і ТО, грн/га	1207,2	1049,2
Прямі експлуатаційні витрати, грн/га	3009,5	2661,9
Розмір капітальних вкладень, грн/га	5953,44	5544,7
Приведені експлуатаційні витрати, грн/га	3902,5	3554,9
Зменшення приведених експлуатаційних витрат, грн/га	347,6	
Додатковий економічний ефект від застосування робочого органу, грн/га	85,3	
Загальний економічний ефект, грн/га	432,85	
Річний економічний ефект, грн.	43284,6	

Отже, в результаті розрахунків встановлено, що в умовах виробничої перевірки економічний ефект від використання картоплезбиральної машини з комбінованим підкопувально-сепаруючим робочим органом становить близько 433,0 грн/га, а за річного нормативного завантаження машини 100 га річний економічний ефект становитиме майже 43300,0 грн (в цінах 2023 р.).

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дипломній роботі вирішено завдання підвищення якості роботи картоплезбиральної машини шляхом удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу.

Проведено аналіз відомих конструкцій сепаруючих робочих органів картоплезбиральних машин та наведено схему удосконаленого комбінованого підкопувально-сепаруючого робочого органу.

В результаті теоретичних досліджень процесу взаємодії картопляного вороху, що подається транспортером, з крилом V-подібного розподільника встановлено раціональні значення параметрів розподільника: кут розхилу крила розподільника – $\alpha=40^{\circ}-45^{\circ}$, зазор між розподільником і транспортером – $\Delta \geq 0,08$ м, відстань між прутковими барабанами і розподільником – $L \geq 0,54$ м, висота крила розподільника – $h \geq 0,130$ м, довжина крила розподільника – $l=0,45-0,55$ м.

На основі експериментальних досліджень отримано математичну модель впливу конструкційних параметрів розподільника на засміченість бульб ґрунтовими домішками та підтверджено область раціональних значення параметрів розподільника, які були визначені теоретичним шляхом. Зазначені параметри розподільника знижують засміченість вороху на перебиральному столі картоплезбирального комбайна до 11,41%.

Наведено модель виникнення виробничих небезпек при роботі з картоплезбиральною машиною, яка передбачає уникнення виробничих травм.

Економічний ефект від використання картоплезбиральної машини з комбінованим підкопувально-сепаруючим робочим органом становить 433,0 грн/га, а річний економічний ефект – 43300,0 грн на одну машину (в цінах 2023 р.).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адлер Ю.П. Введення у планування експерименту. Київ, 1989. 157 с.
2. Бишов М.В. Науково-методичні основи розрахунку сепаруючих робочих органів та підвищення ефективності картоплезбиральних машин: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Київ, 2000. 40 с.
3. Буханько М.Ф. Вплив параметрів та режимів роботи пруткового елеватора коренезбиральної машини на процес сепарації: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Київ, 1984. 20 с.
4. Верещагін М.І., Пшеченков К.А. Збирання картоплі у складних умовах. Київ : Колос, 1983. 208 с.
5. Герасімов С.А., Прохорова М.Ф. Особливості розвитку технології збирання картоплі та конструкцій картоплезбиральних машин. Праці. Том 80, 1978. с. 41-54.
6. ГОСТ 23728 - 88. Техніка сільськогосподарська. Основні положення та показники економічної оцінки.
7. ГОСТ 24055-88. Методи експлуатаційно-технологічної оцінки.
8. Девін В.В. Підвищення ефективності роботи картоплекопачів за рахунок застосування в конструкції роторного комкоруйнівного пристрою: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Київ, 1994. 18 с.
9. Заводнов С.В. Дослідження взаємодії бульб картоплі із робочими органами сільськогосподарських машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Київ. 2002. 17 с.
10. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1 (частина 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків, «Око», 2001. 442 с.
11. Кречко А.Ю. Дослідження роботи розрихлювальних та сепаруючих робочих органів картоплезбиральних машин. Зб. праць із землеробської механіки, Т.2, Київ, 1994. с. 210-223.
12. Кусов Т.Т. Створення елеваторно-модульного картоплекопача КДН-1,4. Трактори та сільгоспмашини. №7, 1998, с. 8-10.
13. Мельников С.В., Альошкін В.Р., Рощин П.М. Планування експерименту

у дослідженнях сільськогосподарських процесів. Київ : Колос, 1980. 68 с.

14. Петров Г.Д. Картоплезбиральні машини. 2-ге вид., перероб. та доп. Київ : Колос, 1984. 320 с.

15. Прокопенко Е.В., Лісовий І.О., Лісова Т.С. Моделювання виробничих небезпек та зменшення їх шкідливого впливу під час проведення механізованих робіт. Зб. наук. праць УНУС. Умань, 2015. С. 79-86.

16. Технічне завдання на дослідно-конструкторську роботу «Картоплекопач роторний двохрядний КРК-2» ТЗ У 05496135.071-2003.

17. Шумило М.М. Обґрунтування технологічного процесу сепарації ґрунту при підкопуванні картоплі і параметри підкопувально-сепаруючого робочого органу картоплезбиральної машини: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Глеваха, 1994. 22 с.