

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра агроінжинірингу

До захисту
Допускається
Завідувач кафедри

Шуляк М.Л.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за бакалаврським рівнем вищої освіти

На тему: «Підвищення ефективності технологічної операції поверхневого обробітку ґрунту шляхом модернізації дискового культиватора в умовах відокремленого структурного підрозділу "Роменський фаховий коледж СНАУ"»

Виконав:

(підпис)

Нелін М.В.
(Прізвище, ініціали)

Група:

(Науковий) керівник:

(підпис)

Мікуліна М.О.
(Прізвище, ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний

Кафедра агроінжинірингу

Ступінь вищої освіти «Бакалавр»

Спеціальність 208 Агроінженерія

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
агроінжинірингу

_____ Шуляк М.Л.

“__” _____ 202_ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____
_____.

керівник роботи: _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “__” _____ 202_ року
№ _____

2. Строк подання здобувачем роботи: “__” _____ 202_ року.

3. Вихідні дані до роботи: _____
_____.

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

_____.

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: _____

_____.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці			
Економіка			

7. Дата видачі завдання: “ ___ ” _____ 202_ року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Погоджено з керівником кваліфікаційної роботи
1.			
2.			
3.			
4.			
5.			
6.			
7.			
8.			
9.			
10.			

Здобувач вищої освіти _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник
 кваліфікаційної роботи _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка кваліфікаційного проекту на 44 с машинописного тексту, 14 рис., 2 табл., 18 літературних джерел, __ додаток(ки), __ аркушів графічної частини.

АГРОМАШИНА, ДИСКОВИЙ КУЛЬТИВАТОР, ПОВЕРХНЕВИЙ ОБРОБІТОК ҐРУНТУ, МОДЕРНІЗАЦІЯ, УДА-3,8-40, АГРОТЕХНІЧНІ ВИМОГИ, ОХОРОНА ПРАЦІ, ЕКОНОМІЧНА ДОЦІЛЬНІСТЬ.

Об'єктом дослідження є дисковий культиватор УДА-3,8-40, який використовується для поверхневого обробітку ґрунту.

Предметом дослідження є вдосконалення технологічної операції поверхневого обробітку ґрунту за допомогою модернізації дискового культиватора.

У рамках дослідження було розроблено та вдосконалено конструкцію культиватора, зокрема замінивши спіральний коток на подпружинений секційний двоколієний.

Наведено: технічні характеристики дискових агромашин УДА, варіанти конструктивного виконання стояків дисків, схема дії сил при прокочування котка через грудку, загальне креслення дискового культиватора УДА 3.8-40, спіральний коток дискового культиватора УДА 3.8-40, загальний вигляд секційних котків, що ними пропонується оснастити культиватор, запропонований механізм регулювання кута атаки дисків

Впровадження розробленої конструкції вирівнювача може потенційно позитивно вплинути на існуючу технологію поверхневого обробітку ґрунту, забезпечуючи кращу обробку ґрунту та підвищуючи продуктивність роботи культиватора.

Розроблені заходи з охорони праці.

Проведено аналіз економічної доцільності.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПИТАННЯ	7
1.1 Коротка характеристика підприємства	7
1.2 Огляд конструкцій культиваторів та дискових борін вітчизняного виробництва	8
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ОПЕРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ДИСКОВОГО КУЛЬТИВАТОРА	16
2.1 Тяговий розрахунок дискового культиватора	16
2.2 Розрахунок основних показників операційної технології	20
2.3 Розрахунок тягового опору котка культиватора	22
РОЗДІЛ 3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	26
3.1 Обґрунтування удосконалення конструкції дискового культиватора	26
3.2 Визначення параметрів дисків культиватора	27
3.3 Визначення основних параметрів дискового культиватора	29
3.4 Перевірочний розрахунок елементів механізму регулювання дисків	30
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	33
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	36
ВИСНОВКИ	40
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	41
ДОДАТКИ	44

ВСТУП

В аграрній сфері обробіток ґрунту виступає як важливий агротехнічний захід, основною метою якого є підвищення врожайності сільськогосподарських культур. Основним завданням обробітку ґрунту є створення оптимальних умов для росту та дозрівання висаджених рослин, що в кінцевому підсумку призводить до бажаних високих урожаїв. Обробіток характеризується розпушуванням ґрунту, знищенням бур'янів, шкідників і збудників хвороб; загортання післяжнивних решток і добрив, створення сприятливих умов для накопичення вологи. Протягом багатьох років фермери невтомно шукали методи покращення процесу культивації, щоб розкрити максимальну потенційну продуктивність ґрунту.

У наш час мета сприяння використанню методів мінімізації по всій Україні ще більше підкреслюється поточним економічним спадом. Загальновідомо, що етап основного обробітку є одночасно найбільш енергоємним і фінансово витратним аспектом сільського господарства, на нього припадає приблизно 40% енергетичних і 25% трудових витрат від загальних витрат на вирощування сільськогосподарських культур.

Дискування — поверхневий спосіб обробітку, який передбачає розпушування, подрібнення та часткове перегортання ґрунту на глибину не більше 20 см. Його основна функція — пригнічувати ріст бур'янів, зменшувати кількість шкідників і хвороботворних мікроорганізмів, що вражають культурні рослини, а також активізувати мікробіологічні процеси. Крім того, метод сприяє збереженню та накопиченню шарів ґрунту, а також внесенню у верхній шар ґрунту післяжнивних залишків і добрив. Дискування — важливий попередній етап основної обробки ґрунту, необхідний для забезпечення якісної підготовки ґрунту.

Дисковий культиватор, або дискатор, — машина для обробки ґрунту з використанням дискових робочих органів. Відрізняє ці машини те, що кожен диск встановлений на окремому стояку, а зона обертання диска нахилена до вертикалі. Дискатори спеціально розроблені для обробки трав'яних шарів до

або після оранки, цілини, дискування луків і пасовищ, загортання добрив і поживних залишків. Кожен ряд дисків можна регулювати для зміни кута атаки від 0 до 30 градусів, що, у свою чергу, розширює або звужує робочу ширину захвату диска. Сам диск виконує подвійну роль лемеша та леза, сприяючи більш ефективному обертанню зрізаного шару та мінімізуючи тяговий опір. Відсутність у конструкції одноосьових дискових акумуляторних дискатора дозволяє працювати навіть у вологу погоду та на землях із великою кількістю рослинних решток та бур'янів. Крім того, виключення засмічення міждисккових просторів землею та рослинними залишками забезпечує ефективну роботу.

Дискатор складається з основного функціонального тіла, а саме стояка, який підтримує диск, встановлений під кутом до вертикальної осі. Різні виробники та фабрики відрізняються конструкцією, але райзери можна розділити на дві групи: з вузлами, розташованими в робочій зоні диска, і з вузлами, розташованими поза нею. Кожна група має свої переваги та недоліки. Перша група дозволяє глибше борознити, оскільки втулка розташована вище над дном борозни; навпаки, остання група обмежена у своїй здатності поглиблювати борозни через розташування втулки.

Культиватор дисковий УДА-3,8-40 оснащений одногусеничним спіральним опорним котком, робоча ширина якого дорівнює ширині культиватора 3,8 м. Однак доцільніше було б оснастити культиватор секційним котком. Це пов'язано з тим, що коток такої великої довжини не може повністю відтворити рельєф поля, в результаті чого на поверхні поля після проходу культиватора залишаються нерозбиті грудки. Крім того, спіральний каток, який функціонує подібно до шнека, переносить ґрунт на периферію культиватора, створюючи гребені між сусідніми проходами [1].

Для усунення виявлених обмежень дискового культиватора УДА-3,8-40 в даному проекті запропоновано заміну спірального котка на подпружинений секційний двоколіїний. Очікується, що така модифікація підвищить ефективність обробітку ґрунту.

РОЗДІЛ 1

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПИТАННЯ

1.1 Коротка характеристика підприємства

Відокремлений структурний підрозділ "Роменський фаховий коледж Сумського національного аграрного університету" є важливим установою в аграрній галузі, яка поєднує навчання та практичний досвід у сфері сільського господарства. Заснований у 1921 році, цей коледж має довгу історію і багатий досвід у підготовці кадрів для аграрного сектору.

Керівник підрозділу, Ілленко Олександр Григорович, відомий своєю експертністю у галузі та відданістю розвитку аграрного освітнього закладу.

Види діяльності коледжу охоплюють широкий спектр сфер аграрного сектору, включаючи вирощування зернових культур, бобових культур, та насіння олійних культур. Також надається освіта у галузі розведення великої рогатої худоби молочних порід, загальної, професійно-технічної, вищої та фахової освіти, а також спеціалізованої медичної практики.

Цей підрозділ активно співпрацює з аграрними підприємствами та дослідницькими установами для вдосконалення сільськогосподарських технологій та підготовки кваліфікованих кадрів для аграрного сектору. На підставі навчально-виробничих практик і стажувань у такому середовищі як Роменський фаховий коледж студенти отримують реальний досвід та можуть застосовувати теоретичні знання на практиці.

Знаходячись за адресою: Україна, Сумська обл., м. Ромни, вул. Героїв Роменщини 56 А, коледж займає центральне місце в аграрному середовищі міста та є важливим фактором розвитку сільського господарства в регіоні.

У складі аграрної техніки Роменського фахового коледжу Сумського національного аграрного університету переважають компактні, але ефективні машини, які відповідають потребам сучасного аграрного виробництва. Серед них можна виокремити трактори з різними типами оснащення, комбайни для збирання та обробки різноманітних культур, сівалки, культиватори, та інші види сільськогосподарської техніки.

Однак, досить часто навчальні заклади, такі як Роменський фаховий коледж, стикаються з викликами застарілої або неідеальної техніки. В рамках науково-дослідницьких робіт, проведених в коледжі, з'явилася можливість модернізувати та покращити існуючу аграрну техніку для підвищення її продуктивності та ефективності.

Один з найважливіших кроків у цьому напрямку — модернізація дискового культиватора УДА-3,8-40. В ході досліджень та експериментів вдалося виявити обмеження у роботі даного культиватора, зокрема, проблеми з обробкою ґрунту та утворенням грудок після проходження машини.

З метою вирішення цих проблем, використовуючи власні наукові потужності та технічний потенціал коледжу, була запропонована та реалізована ідея заміни спірального котка на подпружинений секційний двоколісний. Ця модифікація сприяла покращенню якості обробки ґрунту та зменшенню утворення грудок, що позитивно вплинуло на ефективність роботи культиватора.

Проведені дослідження та практичні випробування модифікованого культиватора підтвердили його високу ефективність та придатність до використання в сільському господарстві. Результати досліджень стали основою для подальшого вдосконалення аграрної техніки не лише у Роменському фаховому коледжі, але й для інших сільськогосподарських підприємств та навчальних закладів.

Таким чином, ініціатива з модернізації аграрної техніки на базі Роменського фахового коледжу не лише сприяє підвищенню якості навчання студентів, а й вносить вагомий внесок у розвиток аграрної сфери регіону, забезпечуючи більш ефективне та продуктивне виробництво.

1.2 Огляд конструкцій культиваторів та дискових борін вітчизняного виробництва

Підприємство «Лозівські машини» в Україні займається виготовленням «Дукат» (рис. 1.1) — лінійки коротких дискових борін у восьми варіантах, включаючи навісну, напівнавісну та причіпну. Агромашина «Дукат» з двома

рядами дискових робочих органів складається з дисків зі спеціалізованої, насиченої бором, високоміцної легованої сталі, виробництва корпорації Belotta. Більше того, кожен диск розміщено на окремій тривимірній стійці з пружиною, що ще більше покращує його функціональність.



Рисунок 1.1 – Причіпна дискова борона-луцильник ДУКАТ ДЛМ-2,5 [2]

Розташування ріжучих дисків ретельно розраховане для забезпечення оптимального позиціонування по вертикалі та напрямку руху. Розташовані в ряд, відстань між дисками становить 250 мм. Плоскосферична форма дисків використовується для полегшення ретельного перемішування ґрунту та рослинних залишків. Додаткова зносостійкість забезпечується введенням бору в матеріал диска. Низькочастотні коливання генеруються рухом диска, який ефективно самоочищає та видаляє прилиплий ґрунт і рослинний матеріал.

Пружинні зубці, розташовані в ряди, розташовані попереду дисків і котків, виконують важливу функцію регулювання поверхні ґрунту, рівномірно

розподіляючи поживні рештки по полю. Борони «Дукат» з високою продуктивністю ідеально працюють на швидкості 8-15 км/год.

Компанія «Велес-Агро», що спеціалізується на сільськогосподарській техніці, пропонує модельний ряд компактних дискових борон Kronos (рис. 1.2), які оснащені ножовим котком. Ці агрегати доступні як у навісному, так і в причіпному варіантах. Робочі органи тандемних дисків надійно закріплені на рамі гумовими амортизаторами, що дозволяє ефективно розпушувати ґрунт з мінімальними енерговитратами та зменшеними динамічними навантаженнями на несучі вузли. Відстань між дисками встановлена на відстані 220 мм (110 мм по сліду) з кутом атаки 17°, що забезпечує повне зрізання як рослинних залишків, так і ґрунту [3].



Рисунок 1.2 - Причіпна дискова борона Kronos 6

Kronos – універсальний інструмент, який дозволяє проводити передпосівну культивуацію завдяки стабільному та рівномірному обробітку ґрунту на глибину. Для зворотного ущільнення поверхні використовується коток, а механізм на основі катка копіює рельєф поверхні поля, забезпечуючи стабільне дотримання заданої глибини обробітку по всій ширині агрегату. Надійний і рівномірний обробіток ґрунту на глибину робить Кронос придатним варіантом для передпосівної культивуації.

Дискові борони Kronos мають додаткову функцію у вигляді ножового котка, який можна встановити перед дисками. Під час роботи цей коток подрібнює рослинні залишки в поперечному напрямку, а диски агрегату одночасно подрібнюють у поздовжньому напрямку. Леза ролика спеціально виготовлені із загартованої зносостійкої сталі та оснащені механізмом двостороннього заточування, що забезпечує продовжений термін служби. Після активації ніж здатний повертатися на 180°, таким чином подвоюючи термін служби. Регулювання глибини полегшується за допомогою гідравлічного циліндра, а використання ковзаючих шайб гарантує точне та акуратне розміщення в потрібному положенні.

У таблиці 1.1 подано стислий перелік технічних характеристик вітчизняної техніки УДА-2,4, УДА-3,1 та УДА-3,8 виробництва Білоцерківмазу. Ці машини оснащені ріжучими дисками, які ефективно подрібнюють післяжнивні залишки та небажану флору, рівномірно розподіляючи їх по всьому шару оброблення ґрунту.

Регулюючи кут атаки дисків, можна ефективно обробляти ґрунти з підвищеною вологістю та значною наявністю рослинності. Це полегшує посів у більш зволожений шар ґрунту, що призводить до підвищення врожайності сільськогосподарських культур. Крім того, оскільки агрегат подрібнює та змішує ґрунт без обертання шару, верхній шар ґрунту, що містить багате різноманіття мікрофлори, розташовується в зоні посіву та сприяє росту кореневої системи рослин. Результуюче збільшення врожаю становить приблизно 15-25 відсотків [4].

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики дискових агромашин УДА

Показник	УДА -2,4	УДА - 3,1	УДА - 3,8
Ширина захвату, м	2,4	3,1	3,8
Робоча швидкість, км/год, не більше	8 - 12	8 - 12	8 - 12
Глибина обробітку, см	5-18	5-18	5-18
Маса, кг	1750	1950	3100
Агрегатується з енергетичним засобом	ХТЗ-150	ХТЗ 17221	ХТЗ 17221

У таблиці 1.2 наведені технічні характеристики дискових машин серії БДМ, які мають чотири ряди дисків.

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики агромашин серії БДМ [5]

Показник	Модель	БДМ-3х4	БДМ-4х4	БДМ-6х4
		ПШК	ШК	ПШК
Тип	причіпний			
Глибина обробітку, см		8-15	6-18	8-15
Робоча швидкість, км/год	8-25			
Вологість ґрунту, %	30			
Діаметр робочих дисків, мм	560			
Ширина захвату, м		3,2	4,2	6,2
Кількість робочих органів, шт		32	39	56
Агрегатується з тракторами класу		3	5	5
Виробіток за зміну, га		20-35	35	45-75

Основним робочим компонентом дискатора є стояк, який утримує диск під кутом до вертикальної осі. Різні виробничі потужності виробляють райзери з різними конструкціями, але їх можна класифікувати на дві групи: з концентраторами, розташованими в робочому просторі диска, і зовні (див. рис. 1.11).

Обидва варіанти мають як переваги, так і недоліки. Варіант «а» (див. рис. 1.3) відрізняється підвищеним розміщенням втулки 2 над дном борозни, що дозволяє заглиблювати диск 3 на більшу глибину порівняно з варіантом

«б». У варіанті «б» положення втулки 2 обмежує потенційну глибину заглиблення.

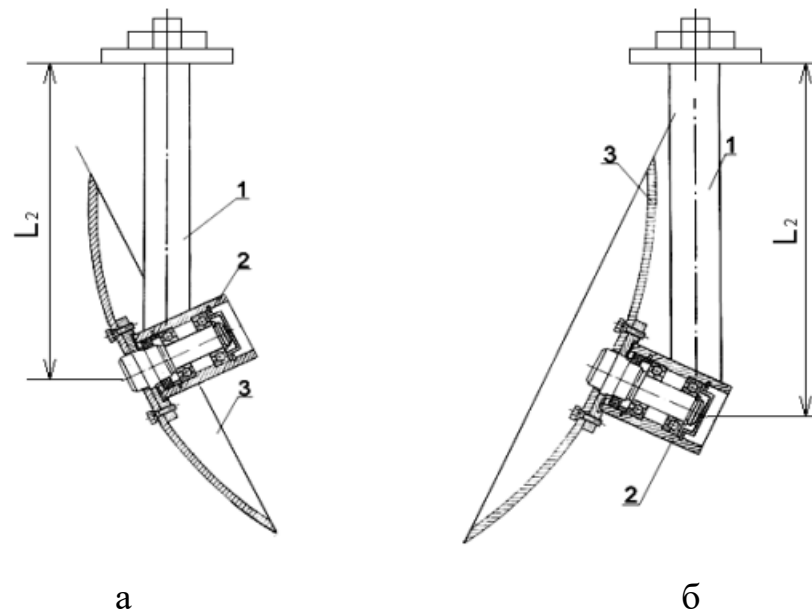


Рисунок 1.3 - Варіанти конструктивного виконання стояків дисків [6]

Обидва варіанти мають помітний недолік у сфері механіки: третій диск встановлено на консольній осі обертання, що призводить до того, що підшипники обтяжені значними радіальними навантаженнями. Отже, більшість конструкцій використовують конічні підшипники, щоб пом'якшити цю проблему. Винятком є Дніпропетровський комбайновий завод, який виробляє райзер, натомість якого використовуються важкі роликові підшипники.

Ґрунтообробні машини з дисковими насадками, широко відомі як дискові культиватори або дискатори, використовуються для підготовки ґрунту в сільському господарстві.

Унікальність цих машин полягає в їх конструкції, оскільки робочі органи складаються з окремих дисків, встановлених на незалежних стояках. Площина обертання кожного диска нахилена під кутом відносно вертикальної осі, що додає їм відмінності.

Ці пристрої розроблені для корекції трав'янистих шарів як до, так і після оранки, необробленого ґрунту, дискування лук і пасовищ, а також для загорання добрив і пожнивних решток. Максимальна глибина обробітку

грунту становить 20 см, а робочий механізм складається з зубчастих дисків, які ефективно проколюють ґрунт, а також ретельно подрібнюють рослинні залишки.

На відміну від звичайних дискових інструментів, дискатор має виняткову характеристику у вигляді індивідуального розташування осі для кожного диска. За один прохід дворядної дискової борони дискатор виконує те, що за кілька проходів звичайних дискових борон. Ширина захвату для 2-х рядного дискатора коливається від 2,0 до 7,5 метрів, тоді як ширина захвату для 4-х рядного дискатора становить від 3,2 до 6,2 метрів [7].

Можливість регулювання кута атаки (від 0 до 30 градусів) є унікальною особливістю кожного ряду дисків, що визначає робочу ширину захвату диска. Крім того, подвійна функція диска як лемеша та леза ефективно покращує обертання та фрагментацію шару зрізу, одночасно зменшуючи опір тязі. На відміну від одноосьових дискових акумуляторних дисків, ця конструкція усуває засмічення ґрунту та рослинних залишків між дисковим простором, що дозволяє працювати у вологу погоду та на землях, багатих рослинними залишками та бур'янами.

Висновок

У сфері сільського господарства існує метод обробки ґрунту, відомий як дискування. Цей процес полягає в розпушуванні, подрібненні, частковому перекиданні і перемішуванні ґрунту на глибину 20 см. Основні цілі дискування різноманітні. По-перше, він ефективно бореться з бур'янами, шкідниками та збудниками хвороб, що вражають культурні рослини. По-друге, забезпечує збереження і накопичення ґрунтового шару, сприяючи тим самим активізації мікробіологічних процесів. По-третє, це сприяє закладанню післяжнивних решток і добрив у верхній шар ґрунту. Нарешті, це забезпечує ефективне виконання наступного етапу основної обробки.

Порівнюючи як з дисковими культиваторами, так і з боронами, стає зрозуміло, що дискові культиватори мають ряд переваг.

У системі агромашини кожен диск встановлений на незалежному стояку, а площа обертання диска розташована під кутом відносно вертикальної осі. Така конструкція сприяє більш ретельному і екстенсивному обробітку ґрунту.

Диски мають більш широкі можливості модифікації кута атаки дисків. Кут можна регулювати від 0 до 35 градусів, що дозволяє збільшити робочу ширину диска.

Диски одночасно виконують роль лемеша і відвала, в результаті чого посилюється обертання зрізаного шару, його фрагментація і знижується тяговий опір машини.

Використання дискатора без дискових акумуляторів із спільною віссю обертання дозволяє працювати у вологих умовах і на місцевості зі значним покриттям рослинних залишків і бур'янів. Крім того, така конструктивна особливість зменшує ймовірність блокування між дисками внаслідок накопичення ґрунту та рослинних залишків.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ОПЕРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ДИСКОВОГО КУЛЬТИВАТОРА

2.1 Тяговий розрахунок дискового культиватора

Наші розрахунки виконано з урахуванням відповідних ґрунтово-кліматичних параметрів, які дуже нагадують екологічні умови лісостепового регіону України.

Для проведення необхідних розрахунків буде використаний наступний набір даних: глибина розпушування буде прийнята 15 см; робоча швидкість руху встановлена 3,0 м/с; ширина захвату 3,8 м; ухил місцевості 1%; тип ґрунту – чорнозем звичайний середньосуглинистий; питома вага ґрунту складає 1,5 т/м³; рівень вологості 22%; а агрофон відноситься до поля, яке використовувалось для вирощування багаторічних трав. Розрахунки тягового опору будемо виконувати за методикою, розробленою А.М. Панченко [8].

Методологія передбачає, що сукупний опір, який має долати сільськогосподарська машина, призначена для обробки ґрунту, під час руху, складається з трьох окремих елементів. Ці елементи включають опір коченню, тобто опір, який відчуває машина, коли вона котиться по землі; опір руху, який є силою, необхідною для подолання схилу місцевості; і опір інерційним силам, який є силою, необхідною для подолання інерційних сил, які діють на машину, коли вона прискорюється або сповільнюється.

Опір руху машини можна виразити так:

$$W_{nep} = G_{pm} \cdot f_{pux}, \quad (2.1)$$

$$W_{nep} = 25 \cdot 0,05 = 2,5 \text{ кН.}$$

Вимірювання тягового опору машини для подолання схилів можна виразити таким чином:

$$W_i = G_{pm} \cdot i, \quad (2.2)$$

$$W_i = 25 \cdot 0,01 = 0,25 \text{ кН.}$$

Опір інерційних сил:

$$W_{\text{ін}} = m \cdot \frac{V}{t}, \quad (2.3)$$

$$W_{\text{ін}} = 2,5 \cdot \frac{3}{5} = 1,5 \text{ кН}$$

Загальний опір тяги при пересуванні агромашини:

$$W_{\text{п}} = 2,5 + 0,25 + 1,5 = 4,2 \text{ кН.}$$

Відповідно до встановленої методики опір руху котка можна визначити шляхом розрахунку загального тягового опору.

$$W_{\text{к}} = 9,81 \cdot G \cdot (f_{\text{D}} + \text{tg}\alpha + \frac{V}{9,81 \cdot t_{\text{р}}}), \quad (2.4)$$

де G – вага котка;

f_{D} – коефіцієнт опору перекочування;

α – кут нахилу;

V – робоча швидкість;

$t_{\text{р}}$ – час набирання робочої швидкості, дорівнює 4...6 с.

Питомий тиск [9]:

$$Q = 5000 \cdot h^2 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2 \cdot D}, \quad (2.5)$$

де $h = 0,05$ м – оптимальна глибина ущільнення;

$\omega_1 = 20$ % - критична вологість ґрунту;

$\omega_2 = 26$ % - масова вологість;

D - діаметр котка.

Щоб визначити складові формули (2.5) і загальний тяговий опір, підставимо дані значення в рівняння і виконаємо необхідні розрахунки.

$$Q = 5000 \cdot (0,05)^2 \cdot \frac{20^2}{26^2 \cdot 0,56} = 14,88 \text{ кН/м}^2.$$

$$f_{\text{D}} = \frac{14,88^2 \cdot 3,2}{9,81^2 \cdot 0,2 \cdot 180} = 0,205.$$

Тяговий опір у такому разі:

$$W_k = 9,81 \cdot 0,2 \left(0,205 + \operatorname{tg} 12^\circ + \frac{3}{9,81 \cdot 5} \right) = 0,68 \text{ кН.}$$

Виведення формули для аналітичного розрахунку тягових зусиль ґрунторізання в блокованому режимі є важливою складовою досліджень механіки ґрунтів. Цей розрахунок досягається шляхом ретельного аналізу різних факторів, які впливають на опір ґрунту під час обробки [10]:

$$\begin{aligned} W_{PO} = C_{yд} \cdot \left[b \cdot a + \frac{0,66 \cdot a^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi^2}{\cos(\alpha_P + \varphi_2)} \right] + 4,9 \cdot b \cdot a^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2} \right) \cdot \gamma \cdot \\ \cdot \left[\sin \varphi_2 + \cos(\alpha_P - \varphi_2) \cdot \cos \alpha_P \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \right] + 2 \cdot a^2 \cdot \{ 0,5 \cdot C_{yд} \cdot [\operatorname{tg}(\alpha_P + \varphi_2) + \operatorname{ctg}(\alpha_P)] \cdot \\ \cdot \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2}{\cos(\alpha_P + \varphi_2)} + 4,9 \cdot \delta_P \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\varphi_2}{2} \right) \cdot \sin \varphi_2 \cdot \gamma \} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 + K'(z+x \cdot \operatorname{tg} \varphi_1) \cdot b + \\ + 9,81 \cdot b \cdot a \cdot \gamma \cdot \frac{\sin \alpha_P \cdot \cos \theta}{\sin(\alpha_P + \theta)} \cdot V^2 \end{aligned} \quad (2.6)$$

Щоб визначити ширину захвату диска, необхідно врахувати метод розрахунку, зображений на малюнку 2.1.

$$D_{np} = 560 \cdot \cos 21^\circ = 560 \cdot 0,9336 = 522,8 \text{ мм.}$$

Діаметр диска (приведений):

$$OD = D_{np}/2 - a = 261,4 - 150 = 111,4 \text{ мм}$$

$$AO = 522,8/2 = 261,4 \text{ мм}$$

$$AD = \sqrt{AO^2 - OD^2} = \sqrt{68329,9 - 12409,9} = 236,5 \text{ мм}$$

$$b = \frac{2 \cdot AD}{2} = AD = 236,5 \text{ мм.}$$

Підставивши дані значення в друге рівняння (2.6), можна визначити тяговий опір окремого диска:

$$W_{PO} = 3,3 \cdot \left[0,2365 \cdot 0,15 + \frac{0,66 \cdot 0,15^2 \cdot \operatorname{ctg} 22^\circ}{\cos(35 + 22)} \right] + 4,9 \cdot 0,2365 \cdot 0,15^2 \cdot \operatorname{tg}^2 (45^\circ -$$

$$\frac{22}{2}) \cdot 1,5 \cdot [\sin 22 + \cos(35 - 22) \cdot \cos 35 \cdot \operatorname{tg} 28] + 2 \cdot 0,15^2 \cdot \{0,5 \cdot 3,3 \cdot [\operatorname{tg}(35 + 22) +$$

$$+ \operatorname{ctg}(35)] \cdot \frac{0,66 \cdot \operatorname{ctg} 22}{\cos(35 + 22)} + 4,9 \cdot 0,1 \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ - \frac{22}{2}) \cdot \sin 22 \cdot 1,5\} \cdot \operatorname{tg} 28 + 620 \cdot (0,001 +$$

$$0,001 \cdot \operatorname{tg} 22) \cdot 0,2365 + 9,81 \cdot 0,2365 \cdot 0,15 \cdot 1,5 \cdot \frac{\sin 35 \cdot \cos 10}{\sin(35 + 10)} \cdot 2,5^2 = 0,52 \text{ кН.}$$

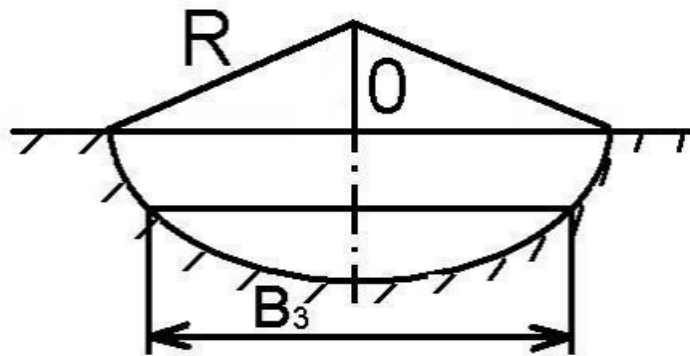


Рисунок 2.1 - Схема розрахунку для визначення приведеної ширини захвату диска

Агромашина налічує 40 дисків. У результаті сукупний опір тяги становить:

$$W_{\Sigma} = 0,52 \cdot 40 = 20,80 \text{ кН.}$$

Підсумковий опір тязі культиватора:

$$W = 4,20 + 0,68 + 20,80 = 25,7 \text{ кН.}$$

На підставі наявних довідкових даних оптимальним вибором обрано трактор ХТЗ-150К-09-25. Цей вже класичний трактор може похвалитися максимальною швидкістю 3,0 м/с при роботі на п'ятій передачі без урахування заносу. Крім того, сила, що діє на гачок, записана як 27,5 кН. Приймаючи коефіцієнт лобового опору 0,05, розрахункова робоча швидкість для цього трактора становить 10,8 км/год.

Коефіцієнт використання тягової сили трактора [11]:

$$k = W/P_r = 25,7/27,5 = 0,9. \quad (2.7)$$

На підставі цього можна стверджувати, що двигун трактора буде працювати в нормальному режимі.

2.2 Розрахунок основних показників операційної технології.

Вирішальну роль у забезпеченні оптимальних агротехнічних прийомів відіграє правильна та науково обґрунтована техніка дискування, яка передбачає обробіток ґрунту на основну глибину. Цей метод покращує вміст води, повітря, тепла та поживних речовин у ґрунті, сприяючи покращенню родючості ґрунту, боротьбі з бур'янами та врожайності. Щоб ефективно вирішувати питання обробітку ґрунту, необхідно володіти всебічними теоретичними знаннями щодо специфічних вимог рослин у їхньому природному середовищі, а також основних закономірностей процесів у ґрунті.

Для оптимального використання машинно-тракторного агрегату впроваджуються різні заходи, в тому числі впроваджуються ротаційні технології, технічні та організаційні системи. Ці заходи спрямовані на підвищення ефективності роботи машинно-тракторного агрегату, що забезпечує якісне виконання робіт у встановлені агротехнічні терміни та максимальну економічну вигоду. А тепер оцінимо передбачувану продуктивність розглянутого дискового культиватора. Погодинна продуктивність служить ключовим показником для оцінки роботи підрозділу протягом певного періоду часу та дозволяє нормалізувати витрати на робочу силу, а також полегшує порівняльний аналіз з іншими підрозділами такого ж характеру. Для визначення погодинної продуктивності використовується наступна формула [12]:

$$W_{\text{год}} = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \quad (2.8)$$

де B_p - ширина захвату;

V_p – швидкість руху, км/год;

τ – коефіцієнт використання часу зміни.

За такою формулою визначається коефіцієнт використання робочого часу зміни:

$$\tau = \frac{T_p}{T_{zm}}, \quad (2.9)$$

де T_p – чистий робочий час зміни, годин;

$T_{зм}$ – час зміни, годин.

В Україні законодавча вимога щодо зміни становить 8 годин на день при стандартному 5-денному робочому тижні. Для розрахунку фактичного робочого часу змін згідно з відповідними нормативами ми використовуємо такі критерії:

Враховуючи наведені розподіли часу, чистий робочий час зміни становить: $T_x = 0,50$ години для порожніх переїздів, $T_{пз} = 0,05$ години для підготовчо-заключного часу, $T_{то} = 0,20$ години для технічного обслуговування, $T_{ту} = 0,05$ години для технічного обслуговування. зупинки нагляду, $T_{см} = 0,05$ год для усунення технологічних несправностей і $T_{відп} = 0,50$ год для відпочинку.

Тоді чистий робочий час протягом зміни складатиме:

$$T_p = 8 - 0,50 - 0,05 - 0,20 - 0,05 - 0,05 - 0,50 = 6,65 \text{ год.} \quad (2.10)$$

Частка часу, що використовується протягом робочого часу зміни:

$$\tau = 6,65 / 8 \approx 0,80. \quad (2.11)$$

Продуктивність:

$$W_{\text{год}} = 0,1 \cdot 3,8 \cdot 10 \cdot 0,8 \approx 3,0 \text{ га/год.}$$

Виробіток протягом зміни [12]:

$$W_{\text{зм}} = W_{\text{год}} \cdot T_{\text{зм}} \quad (2.12)$$

$$W_{\text{зм}} = 3,0 \cdot 8 = 24 \text{ га.}$$

До складу машини входять трактор ХТЗ-150К-09-25 і покращений дискатор УДА – 3.8 - 40. Враховуючи унікальні характеристики цього розробленого пристрою, ми впевнені, що двигун буде стабільно працювати на оптимальному рівні. Витрата палива і мастила для цього режиму можна визначити за формулою:

$$q = \frac{Q_p \cdot T_p + Q_x \cdot T_x + Q_o \cdot T_o}{W_{\text{зм}}}, \text{ кг/га} \quad (2.13)$$

де q - питомі витрати палива, кг/га;

Q_p – годинні витрати пального у робочому режимі, кг;

Q_x – годинні витрати пального на холостих переїздах, кг;

Q_o – годинні витрати пального на зупинках, кг;

T_p – час роботи у номінальному режимі, годин;

T_x – час на холості переїзди, годин;

T_o – час роботи на зупинках, годин.

Тоді:

$$q = \frac{26 \cdot 6,65 + 7,3 \cdot 0,50 + 5 \cdot 0,85}{24} = 9,7 \text{ кг/га або } 11,7 \text{ л/га.}$$

2.3 Розрахунок тягового опору котка культиватора.

У запропонованій конструкції дискового культиватора, наведеній у кваліфікаційному проекті, в систему включено каток. Процес коткування має виконуватися таким чином, щоб забезпечити плавний перехід через грудки ґрунту, не штовхаючи їх вперед. Зіткнувшись із грудкою ґрунту, каток повинен чинити на неї зосереджений тиск, щоб розбити її або втиснути в ґрунт без зміщення. Інакше це призведе до накопичення грудок ґрунту перед котком, що призведе до утворення ґрунтового горба. Ступінь взаємодії катка з ґрунтом залежить від діаметра катка та розміру грудок ґрунту. Наприклад, менший коток може створювати перед собою вищий горбок ґрунту, що призведе до просування грудок ґрунту вперед.

Ролики в першу чергу характеризуються їх діаметром і довжиною (шириною). Для оптимальної продуктивності діаметр має бути достатньо великим, щоб дозволити плавне перекочування через будь-яку значну перешкоду без застосування надмірної сили чи тиску, які можуть спричинити поштовх об'єкта вперед.

Щоб з'ясувати динамічну взаємодію між роликом і грудкою, ми повинні вивчити їх взаємодію під час процесу прокатки. Зокрема, ми зосередимося на випадку, коли грудка розташована на поверхні поля, як показано на малюнку 2.2.

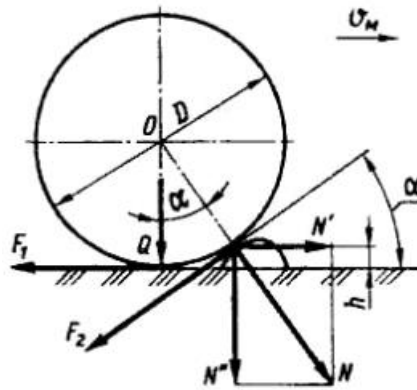


Рисунок 2.2 – Схема дії сил при прокочування котка через грудку [13]

Під час прокатки катка на грудку будуть діяти сили тиску, позначені N , разом із двома протилежними силами тертя: F_2 між поверхнею катка та грудкою та F між грудкою та поверхнею ґрунту. Щоб запобігти переміщенню грудки або будь-якої нерівності на полі попереду катка, необхідно, щоб він міцно тримався між роликом і поверхнею поля. Цього можна досягти за певних умов, як зазначено в [13]:

$$F_1 + F_2 \cdot \cos \alpha > N' . \quad (2.14)$$

Тут:

$$N' = N \cdot \sin \alpha ,$$

$$F_2 = N \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 ,$$

$$F_1 = Q \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 ,$$

Тоді:

$$Q = N'' + F_2 \cdot \sin \alpha = N \cdot \cos \alpha + N \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 \cdot \sin \alpha . \quad (2.15)$$

Після отримання значень згідно з рівнянням (2.15) і подальшого перетворення отриманий вираз виглядає наступним чином:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{(\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2)}{(1 - \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2)} \quad \text{або} \quad \operatorname{tg} \alpha \leq \operatorname{tg}(\varphi_1 + \varphi_2) . \quad (2.16)$$

Небажаного переміщення ґрунтових мас не буде відбуватись за умови:

$$\alpha \leq \varphi_1 + \varphi_2 , \quad (2.17)$$

де φ_1 - кут тертя ґрунту по ґрунту;

φ_2 - кут тертя ґрунту по поверхні котка.

Визначення кута альфа залежить від розмірів грудки, h , і діаметра, D , ролика. Зі схеми на рисунку 2.2 можна зробити висновок, що:

$$\cos \alpha = \frac{(r-h)}{r} = \frac{(D-2h)}{D} = 1 - \frac{2h}{D}. \quad (2.18)$$

Після підстановки заданих значень вийде вираз:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(2\sqrt{h \cdot D - h^2})}{(D-2h)},$$

Тоді:

$$\operatorname{tg}(\varphi_1 + \varphi_2) \geq \frac{(2\sqrt{h \cdot D - h^2})}{(D-2h)}. \quad (2.19)$$

Отримавши інформацію про кути тертя φ_1 і φ_2 , а також про діаметр ролика D , можна розрахувати висоту h грудки, яку можна переїхати, не викликаючи її руху вперед.

Щоб пом'якшити згубні наслідки поздовжнього зміщення ґрунту, яке може негативно вплинути на його структурну цілісність, рекомендується, щоб кут α окружності ґрунтового котка не перевищував 15-20 градусів. Діаметр D ролика можна розрахувати за формулою [14]:

$$D \geq 2h/(1 - \cos \alpha). \quad (2.20)$$

Визначення сили впливу котків на ґрунт можна розрахувати за такою формулою:

$$q = 2Q/b \cdot l, \quad (2.21)$$

де b - довжина котка;

h_1 - глибина колії;

l - ширина відбитку котка на ґрунті, це хорда кола діаметром D ;

$$l = 2\sqrt{h_1(D-h_1)}.$$

Ідеальний тиск для ущільнення ґрунту зазвичай знаходиться в діапазоні $q = 3-4 \text{ Н/см}^2$. Формула, яка позначає силу P опору коченню роликів, виглядає так:

$$P = \mu \cdot Q, \quad (2.22)$$

де μ - коефіцієнт перекочування $\mu = 0,86 \cdot \sqrt[3]{Q/q_0 \cdot b \cdot D^2}$;

тут q_0 - коефіцієнт об'ємного зминання, $q_0 = 2-4 \text{ Н/см}^2$.

У ситуаціях, коли поверхня роликів не є гладкою, як у випадку нашого дослідження, сила опору коченню зазвичай вища порівняно з роликами з гладкою поверхнею. Ця сила опору встановлюється через співвідношення, позначене як:

$$P_{H.P} = \varepsilon \cdot P, \quad (2.23)$$

де, ε – коефіцієнт зростання опору через нерівності рельєфу, $\varepsilon = 1.1-1.3$.

Діаметр катка D становить 330 мм, коли α дорівнює 20° . З довжиною катка $b = 3,2 \text{ м}$, і глибиною колії 5 см, значення Q становить 7200 Н. Отже, $P_{H.P}$ становить 1893 Н або 1,9 кН.

Як видно, точний розрахунок тягового опору ролика показує, що розраховане значення тягового опору становить 1,9 кН. Це значення перевищує величину, розраховану у пункті 2.1 даної роботи для тягового опору, що становить 0,68 кН.

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Обґрунтування удосконалення конструкції дискового культиватора

Основною метою кваліфікаційного проекту є підвищення ефективності аерації ґрунту та технологічної надійності дискового культиватора. Ця мета реалізується шляхом зміни кутів нахилу дисків щодо траєкторії руху агрегату та оптимізації конструктивних характеристик вузлів машини.

Основою для конструкції культиватора став дисковий луцильник УДА-3,8-40 (рис. 3.1). Культиватор складається з рами з чотирма рядами дисків, кожен ряд має сферичні вирізи, кут атаки яких регулюється від 0 до 30 градусів. Крім того, диски кожного ряду мають кути атаки, орієнтовані на одну сторону культиватора, а кожен наступний ряд спрямований у протилежний бік відносно напрямку руху культиватора.

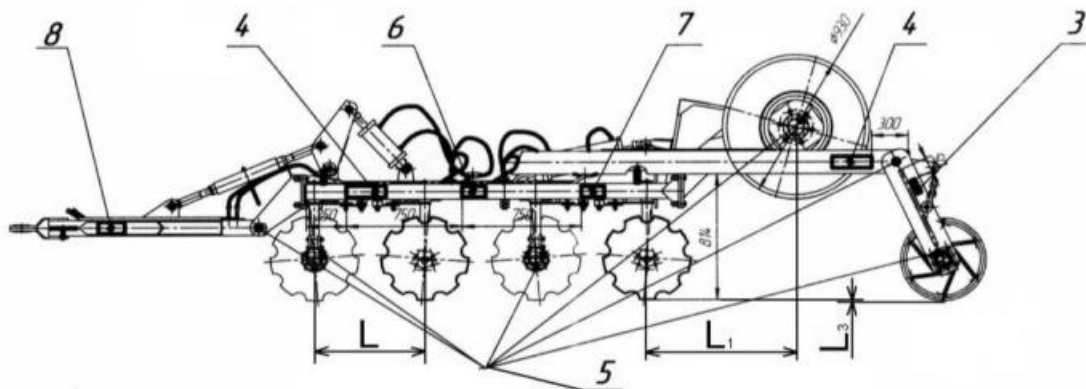


Рисунок 3.1 – Загальне креслення дискового культиватора УДА 3.8-40

На малюнку 3.2 дисковий культиватор оснащено спіральним опорним катком, робоча ширина якого еквівалентна ширині 3,8 метра. Проте обладнати дисковий культиватор секційним котком було б доцільніше, оскільки коток такої довжини не повністю повторює поверхню поля. Таким чином, культиватор залишає на поверхні поля суцільні грудки ґрунту після проходження. Крім того, спіральний коток працює подібно до шнека, штовхаючи ґрунт до периферії культиватора, що призводить до створення гребенів між послідовними проходами.

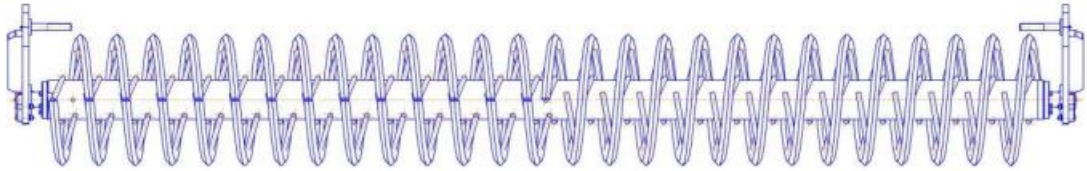


Рисунок 3.2 - Спиральний коток дискового культиватора УДА 3.8-40.

Для усунення недоліків агромашини УДА 3.8-40 запропоновано заміну спірального котка на секційний двоколієний підпружинений пластинчастий коток. Запропонований ролик має подібний вигляд, як показано на малюнку 3.3. Очікуваним результатом цієї модифікації є покращення стандарту обробітку ґрунту.

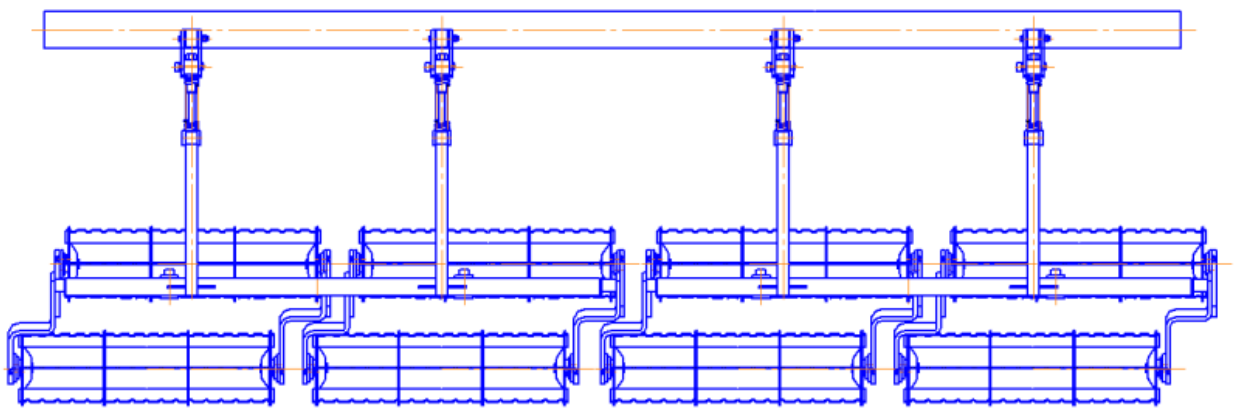


Рисунок 3.3 - Загальний вигляд секційних котків, що ними пропонується оснастити культиватор

Удосконалений дисковий культиватор працює таким чином: при проходженні поля диски глибше проникають у ґрунт, зрізають його верхній шар, розслаблюють, частково повертають і розташовують на дні борозни. Стабільність процесу розпушування гарантують чотири ряди дисків, які підтримують задані параметри якості. Секційний коток імітує поверхню поля, одночасно подрібнюючи грудки у верхньому шарі ґрунту та рівняючи його.

3.2 Визначення параметрів дисків культиватора

Визначення основних параметрів дисків має першочергове значення, оскільки розмір цих дисків має значний вплив на конструктивні параметри культиватора. Зокрема, рельєфна форма леза сферичного диска енергійно перемішує ґрунт, подрібнюючи його через хордову частину леза. Крім того,

вищезазначена частина леза захищає залишки рослинного матеріалу та піддає його більш ефективному подрібненню порівняно з дисками з твердими лезами.

Оптимальним кутом заточування дисків вважається 10-20 градусів. Товщину дисків можна визначити за допомогою співвідношення:

$$\delta = 0,008 \cdot D, \quad (3.1)$$

$$D = k \cdot h_0, \quad (3.2)$$

де k - коефіцієнт, $k=4 - 6$ [5],

h_0 - глибина обробітку, мм.

Приймаємо глибину за 15 см або ж 150 мм.

Тоді:

$$D = (4 - 6) \cdot 150 = 600 - 900 \text{ мм.}$$

Припускаючи, що діаметр диска дорівнює рівно 660 міліметрів, товщина дисків повинна бути визначена таким чином:

$$\delta = 0,008 \cdot 660 = 5,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо за 6 мм.

Обчислення для визначення розмірів вирізів на диску (як показано на малюнку 3.4) перевіряються за допомогою рівнянь:

$$E = 3B/2; \quad C = D/8. \quad (3.3)$$

Кількість надрізів на круглому предметі коливається від шести до дванадцяти.

Вважаючи, що величина B дорівнює 100 міліметрам, підставивши наведені вище дані, отримаємо наступний результат:

$$C = 660/8 = 82,5 \text{ мм,}$$

Якщо припустити, що на диску буде зроблено вісім надрізів, то загальна довжина виступів і надрізів становитиме 2000 мм. Ця міра приблизно дорівнює довжині кола диска, яка буде позначена як $\pi D = 3,14 \cdot 660 = 2072$ мм.

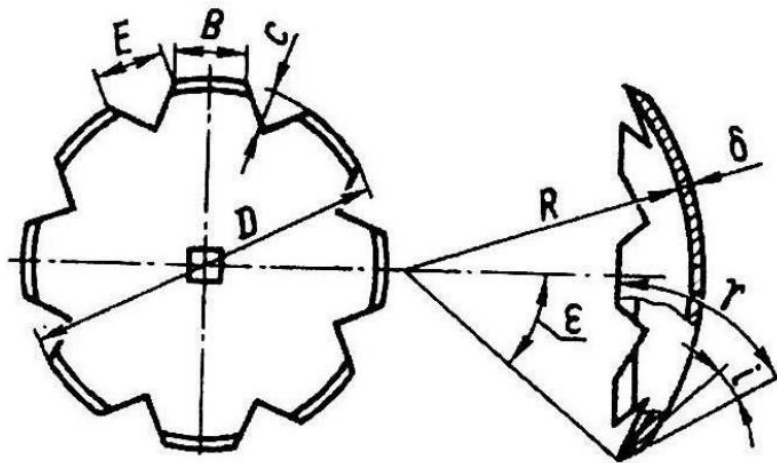


Рисунок 3.4 - Основні параметри сферичного вирізного диску.

Відповідно до попередніх досліджень [15] встановлено кореляцію між діаметром і радіусом кривизни диска:

$$R = (D/2) \cdot \sin \varepsilon, \quad (3.4)$$

Звідси:

$$R = (660/2) \cdot \sin 22^\circ \approx 48 \text{ мм.}$$

Наступна формула визначає відстань між дисками в ряду:

$$b \geq 2\sqrt{h_r \cdot (D - h_1)} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.5)$$

У нашому випадку важливо стежити, щоб висота гребенів біля основи борозен, утворених після проходу культиватора, не перевищувала половини глибини обробітку. Зокрема, рекомендується, щоб висота гребенів не перевищувала 7,5 см.

$$b \geq 2\sqrt{7,5 \cdot (66 - 7,5)} \cdot \operatorname{tg} 35^\circ \geq 33,5 \text{ см.}$$

3.3 Визначення основних параметрів дискового культиватора

Розглядаючи відстань між рядами дисків і дисковими культиваторами, рекомендується дотримуватися мінімальної відстані в 1,3 діаметра дисків (D). Відстань від четвертого ряду дисків до осі катка має бути не менше 1,25 діаметра дисків. Висота стояків дисків повинна коливатися від $0,6D$ до $0,7D$. Крім того, опорний ролик повинен мати можливість плавно регулювати свою висоту від $0,1D$ до $0,2D$ відносно нижнього краю дисків.

Приймаючи діаметр диска 560 мм, основні параметри дискового культиватора можна вивести з наведених вище вимог наступним чином:

відстань між рядами дисків повинна бути

$$L=1,3\cdot D=1,3\cdot 660=858 \text{ мм,}$$

відстань від четвертого ряду дисків до осі котка повинна бути не меншою

$$L_1=1,25\cdot D=1,25\cdot 660=825 \text{ мм,}$$

висота стояків дисків повинна становити

$$L_2=0,65\cdot D=0,65\cdot 660=429 \text{ мм,}$$

Висота регулювання котка відносно нижньої крайки дисків повинна бути

$$L_3=0,15\cdot D=0,15\cdot 660=99 \text{ мм.}$$

Регулювання кута атаки дисків у діапазоні від 0 до 35 градусів пропонує чудовий метод ефективної аерації ґрунту в різних ґрунтових і кліматичних умовах.

Для забезпечення оптимальної продуктивності дискової борони рекомендується дотримуватись мінімальної відстані 825 мм між рядами дисків і опорним котком. Така конфігурація дозволяє четвертому ряду дисків і котку працювати в стабільному положенні, ефективно утримуючи шар ґрунту в усіх діапазонах кутів атаки дисків на швидкостях, що відповідають агротехнічним вимогам для даного класу агрегатів.

Вертикальна відстань опорного стояка, що становить 429 міліметрів, гарантує успішну розчистку зрушеного шару ґрунту в зоні, розташованій під рамою, охоплюючи призначений спектр кутів атаки диска.

Діапазон регулювання опорного ролика обмежений його висотою відносно нижнього краю дисків, максимум 99 мм. Це забезпечує збереження робочої глибини дисків від 5 до 20 сантиметрів, одночасно мінімізуючи розміри механізму регулювання.

3.4 Перевірочний розрахунок елементів механізму регулювання дисків

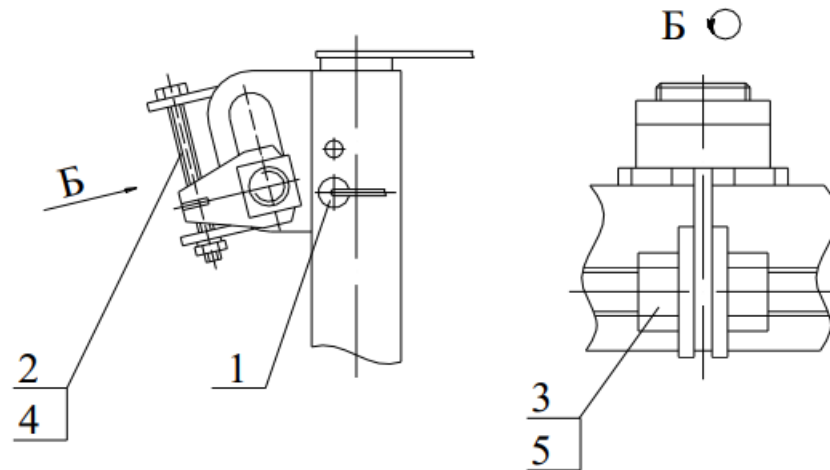
На малюнку 3.5 показано механізм, який використовується для зміни кута ряду дисків.

Розтягуючу силу F , що діє на регулювальний болт регулювального механізму, можна розрахувати за формулою:

$$F = \frac{l}{l_1} \cdot R_{Ay}, \quad (3.6)$$

У нашому випадку:

$$F = \frac{880}{955} \cdot 1064,5 = 981H.$$



1- палець, 2- гвинт, 3- гайка, 4,5- шайба

Рисунок 3.5 - Запропонований механізм регулювання кута атаки дисків.

Беручи до уваги особливості дискового культиватора для обчислень ми припускаємо, що максимальне зусилля буде досягнуте при:

$$F' = F \cdot K_{\theta}, \quad (3.7)$$

$$F' = 981 \cdot 6,5 = 6376H.$$

Враховуючи, що матеріал болта та гайки це сталь 35, з відповідним значенням σ_t - 300Н/мм² згідно з формулою, необхідно встановити допустимі сили розтягування для даного болта:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_t}{[S]}; \quad (3.8)$$

На основі вказівок, наведених у дослідженні [16], у нашому конкретному сценарії ми виберемо значення S рівним 3. Отже:

$$[\sigma_p] = \frac{300}{3} = 100H/мм^2.$$

Розрахунок мінімального внутрішнього діаметра різь визначається за формулою:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F'}{\pi [\sigma_p]}} \quad (3.9)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 6376}{3,14 \cdot 100}} = 10,27 \text{ мм.}$$

Враховуючи, що різьба М14 не відповідає необхідним умовам, краще шукати альтернативу. У цьому випадку для регульовального болта можна використовувати різьбу М16 з кінцевим діаметром $d_1=13,836$ мм, зовнішнім діаметром $d=16$ мм і кроком різьби $p=2$ мм.

Використовуючи наступну формулу, мінімальну висоту гайки можна визначити на основі вимог до міцності витків на розріз:

$$H = \frac{F'}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot [\tau_{зр}] \cdot K_M}, \quad (3.10)$$

Припустима напруга на зріз для матеріалу гайки наступна:

$$[\tau_{зр}] = 0,2 \cdot \sigma_T. \quad (3.11)$$

$$[\tau_{зр}] = 0,2 \cdot 300 = 60 \text{ Н/мм}^2.$$

Тоді:

$$H = \frac{6376}{3,14 \cdot 13,836 \cdot 0,87 \cdot 60 \cdot 0,7} = 16,03 \text{ мм.}$$

Визначення мінімальної висоти гайки вимагає аналізу цілісності витків на предмет зминання. Цей аналіз проводиться за припущенням, що допустиме навантаження на зминання, $\sigma_{зм}$, дорівнює 180 Н/мм^2 , як це продиктовано формулою, використаною в цій оцінці [17]:

$$H = \frac{4F' \cdot p}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot [\sigma_{зм}] \cdot K_M}. \quad (3.12)$$

Різьбові з'єднання механізму регулювання гарантовано міцні завдяки висоті гайки М16 18 мм.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

У освітній установі, якою є Роменський фаховий коледж Сумського національного аграрного університету, система охорони праці є невід'ємною складовою процесу виробництва та навчання. Заклад визнає важливість забезпечення безпеки та здоров'я працівників, студентів та всіх відвідувачів. З метою забезпечення безпеки, на підприємстві регулярно проводяться інструктажі з питань безпеки та охорони праці для всіх працівників. Особлива увага приділяється навчанню студентів з правил безпеки виробництва та правил поведінки на території коледжу. Усі працівники та студенти обов'язково ознайомлені з правилами техніки безпеки та пожежної безпеки, а також з процедурами дії в надзвичайних ситуаціях. З метою забезпечення безпеки на робочому місці, на підприємстві регулярно проводяться технічні огляди та контроль за станом обладнання, а також вживаються заходи щодо усунення будь-яких виявлених несправностей.

З метою підвищення ефективності системи охорони праці на підприємстві, регулярно проводяться спеціалізовані заходи та програми. Ці заходи включають у себе проведення навчань та тренінгів для працівників з питань охорони праці та безпеки виробництва. Також в рамках цих програм проводяться аналізи та оцінки ризиків на робочих місцях з метою виявлення потенційних небезпек та розроблення заходів щодо їх запобігання. Підприємство також активно співпрацює з відповідними органами державного нагляду з питань охорони праці та пожежної безпеки для виконання всіх вимог та нормативних актів у цій сфері. Крім того, в рамках програм з охорони праці проводяться систематичні медичні огляди працівників для вчасного виявлення та профілактики професійних захворювань. На підприємстві також діє система поощрення працівників за дотримання правил безпеки та активну участь у програмах з охорони праці.

Додатковою складовою системи охорони праці на підприємстві є система внутрішнього контролю та аудиту, спрямована на постійне

вдосконалення управління безпекою праці та виявлення можливих проблемних моментів. Ця система передбачає регулярне проведення перевірок, аудитів та інспекцій з питань охорони праці з метою виявлення недоліків та вчасного їх виправлення. З метою підвищення культури безпеки серед персоналу, на підприємстві регулярно проводяться тематичні заходи, конференції та семінари з питань охорони праці, під час яких обговорюються актуальні питання та шляхи покращення безпеки на робочому місці. На кожному робочому місці встановлені необхідні засоби індивідуального захисту, а також інструкції з їх правильного використання. Крім того, здійснюється постійний моніторинг та аналіз статистичних даних з питань травматизму на робочому місці з метою вчасного реагування на будь-які негативні тенденції. Важливою частиною системи охорони праці є інструктажі та навчання з питань евакуації та дій у надзвичайних ситуаціях, які регулярно проводяться серед працівників та студентів. Загальна практика включає в себе регулярне проведення пожежних тренувань та перевірок систем пожежної безпеки для забезпечення готовності персоналу до надзвичайних ситуацій. Результатом цих заходів є створення безпечного та здорового робочого середовища для всіх працівників та студентів підприємства.

При роботі з культиватором, особливо після його модернізації та впровадження нових технологій, існують певні потенційні ризики, які пов'язані з безпекою праці. Ось деякі з них:

1. Травматизм під час експлуатації: Робота з культиватором включає в себе рух гострих та обертальних частин, таких як диски та котки. Неправильне використання або недбале ставлення до безпеки може призвести до травмування оператора або інших працівників.

2. Небезпека впливу на здоров'я через шум та вібрацію: Експлуатація техніки, особливо старіших моделей, може супроводжуватися значним рівнем шуму та вібрації, що може призвести до пошкодження слуху та розвитку м'язових та суглобових захворювань у працівників.

3. Ризик операційних недоліків через неправильне встановлення або обслуговування: Недостатнє знання або неправильне встановлення компонентів культиватора може призвести до аварійної ситуації під час його роботи, що загрожує не лише безпеці працівників, але і ефективності виробництва.

4. Пожежна небезпека: Під час роботи культиватор може нагріватися, особливо при тривалому використанні або в умовах низької вентиляції. Це може створювати ризик виникнення пожежі, особливо якщо робоча територія має високий рівень сухостійкості.

5. Ризик отруєння від вихлопних газів: Якщо культиватор працює на паливі з високим вмістом шкідливих викидів, існує ризик отруєння працівників вихлопними газами.

Ці потенційні ризики підкреслюють необхідність ретельного дотримання правил безпеки та проведення систематичних інструктажів з працівниками, що займаються експлуатацією культиватора. Також важливо вдосконалювати та модернізувати техніку з метою зменшення потенційних ризиків та підвищення безпеки праці.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Економічна оцінка впровадження модифікації дискового культиватора УДА-3,8-40 у виробництво та його подальшого використання є ключовим етапом аналізу ефективності цього інноваційного заходу. З урахуванням постійно зростаючої конкуренції на ринку сільськогосподарської техніки та необхідності оптимізації виробництва у сільському господарстві, важливо провести глибокий аналіз економічних переваг та можливих витрат, пов'язаних із запровадженням запропонованої модифікації.

Ефективне використання ресурсів та збалансований підхід до вирішення економічних питань є важливими факторами для досягнення успіху в аграрному секторі. У цьому розділі буде проведений детальний аналіз витрат та потенційних економічних вигод, що впливають з модернізації культиватора, що дозволить зробити обґрунтований висновок щодо ефективності цього заходу.

Продуктивність виконання польових робіт МТА можна визначити за формулою:

$$П = 0.1 * W * v_{\phi} * k_{\text{ч}} \quad (5.1)$$

де, $П$ – продуктивність МА, га/год;

W – ширина захвату агромашини, м;

v_{ϕ} – фактична швидкість руху агрегату (з врахуванням буксування, агрофону та ін.), км/год;

$k_{\text{ч}}$ – коефіцієнт використання часу зміни, од.

Визначити витрати палива ЕЗ можна за допомогою формули:

$$ВП = \frac{N \times \rho_{\text{ВП}}}{1000 \times П} \quad (5.2)$$

де ВП – витрата палива енергетичним засобом, кг/га

N – ефективна потужність машинного агрегату, кВт;

$\rho_{ВП}$ – питома витрата палива енергетичного засобу, гр*кВт/год;

П – продуктивність машинного агрегату, га/год.

Визначити питомі економічні витрати на паливо можна за формулою:

$$C_{п} = \frac{\rho_{ВП} \cdot V_{д}}{П} \quad (5.3)$$

де, $V_{д}$ – вартість дизельного палива, грн/л.

Середні поточні витрати протягом року:

$$З_{ЕКС} = З_{ПН} + З_{ТСМ} + З_{а} + З_{ТОРХ}, \quad (5.4)$$

Визначення заробітної плати персоналу:

$$З_{ПН} = \frac{1}{W} \cdot PC_{ч} \cdot W_{Г}, \quad (5.5)$$

Амортизаційні відрахування

$$З_{а} = \frac{B_{СТМ} \cdot H_{а} \cdot t_{оп}}{100 \cdot T_{Г}}, \quad (5.6)$$

Витрати на ТСМ [18]:

$$З_{ТСМ} = Q_{ТСМ} \cdot Ц_{ТСМ} \cdot W_{Г}, \quad (5.7)$$

Витрати на ТО, зберігання та ремонт:

$$З_{ТОИР} = \frac{B_{СТМ} \cdot H_{ТОИР} \cdot t_{ТОИР}}{100 \cdot T_{Г}}, \quad (5.8)$$

Річний економічний ефект визначають так:

$$E_{Г} = \left(\frac{З_{ЕКС1} + E_{Н} \cdot K_{1}}{W_{Г1}} - \frac{З_{ЕКС2} + E_{Н} \cdot K_{2}}{W_{Г2}} \right) \cdot W_{Г}, \frac{\text{га}}{\text{чол}}, \quad (5.9)$$

Порівнювались 2 варіанти машинних агрегатів у складі:

а) Трактор ЮМЗ-80 та агромашина УДА-3,8-40;

б) Трактор ЮМЗ-80 та модифікованої агромашина УДА-3,8-40М.

Розрахунки та моделювання робочого процесу за обраних умов лісостепової зони України проводились у програмі «Агроінжиіринг

рослинництва». Основні результати моделювання наведені на рисунках 5.1-5.4.

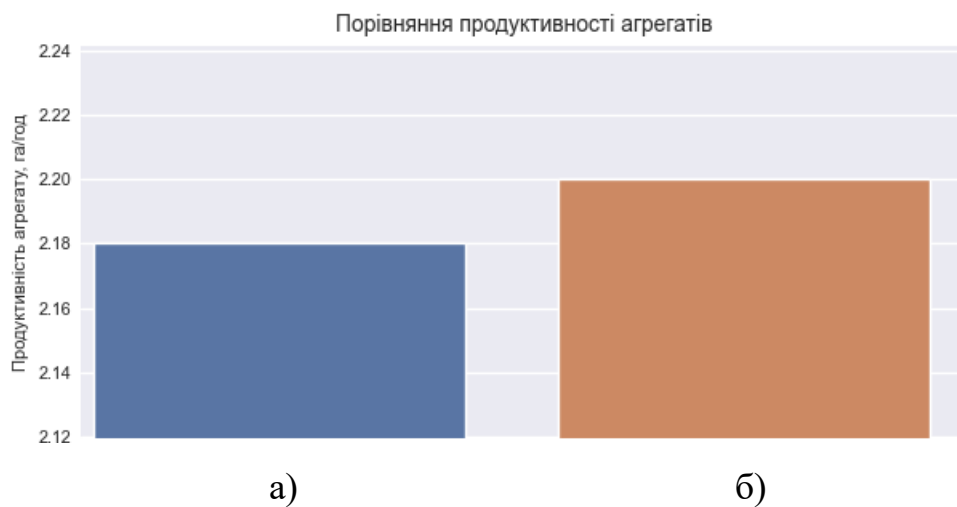


Рисунок 5.1 – Порівняння продуктивності МТА: а) ЮМЗ-80 + УДА-3,8-40; б) ЮМЗ-80 + УДА-3,8-40М

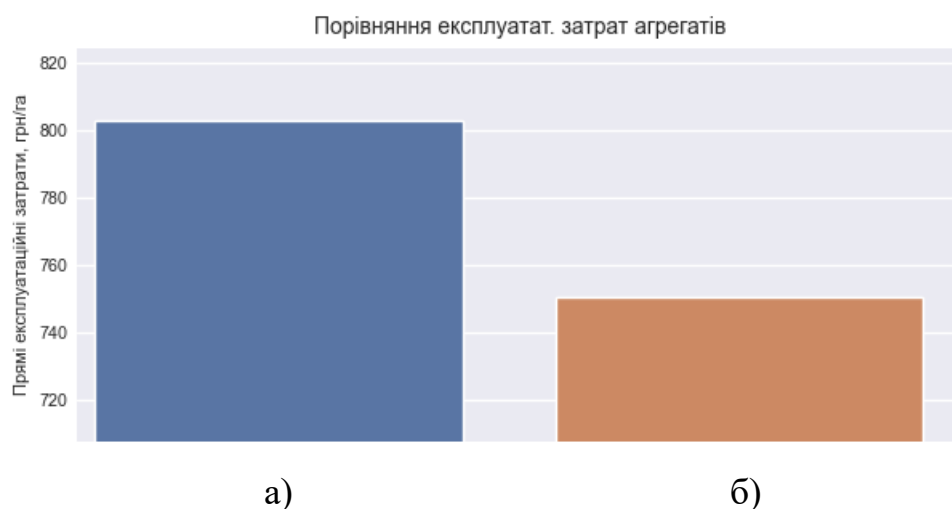
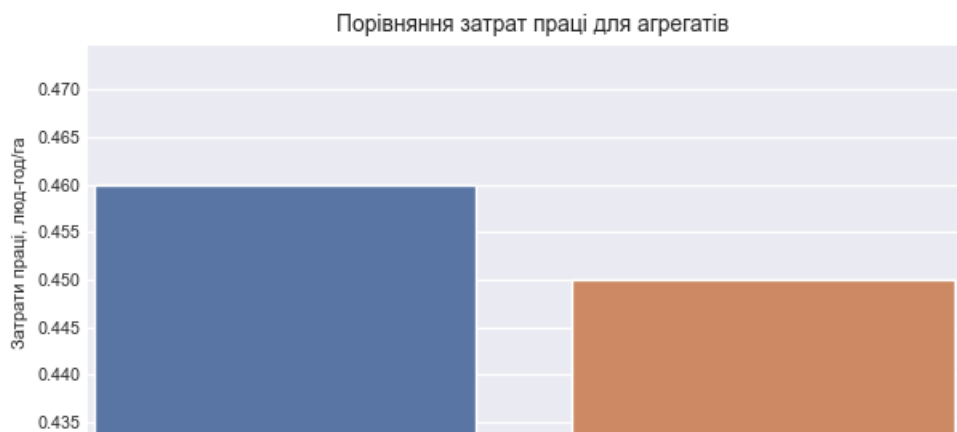


Рисунок 5.2 – Порівняння експлуатаційних витрат МТА: а) ЮМЗ-80 + УДА-3,8-40; б) ЮМЗ-80 + УДА-3,8-40М



а)

б)

Рисунок 5.3 – Порівняння затрат праці МТА: а) ЮМЗ-80 + УДА-3,8-40;
б) ЮМЗ-80 + УДА-3,8-40М

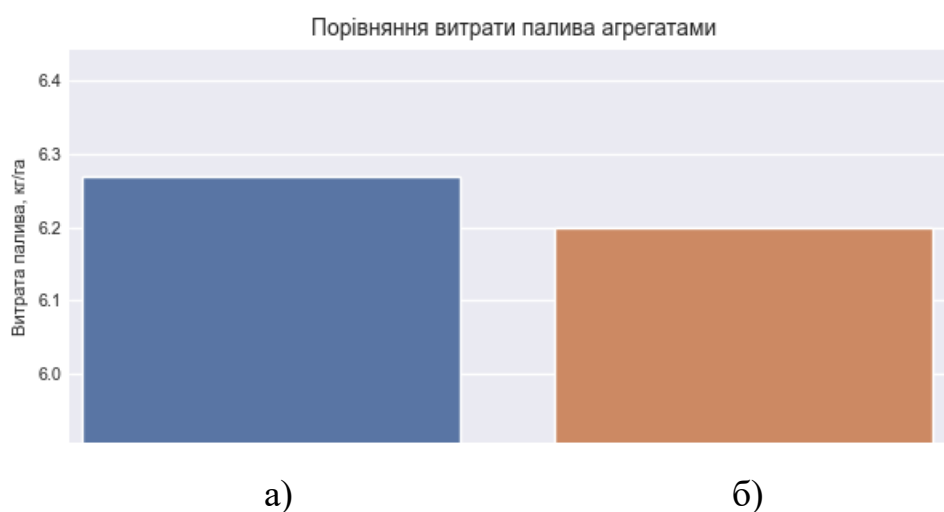


Рисунок 5.4 – Порівняння витрат палива МТА: а) ЮМЗ-80 + УДА-3,8-40; б) ЮМЗ-80 + УДА-3,8-40М

У результаті проведеного аналізу економічної доцільності впровадження модифікації дискового культиватора УДА-3,8-40 виявлено значні позитивні зміни. Зокрема, зменшення затрат праці з 0,460 люд-год/га до 450 люд-год/га, сприяло підвищенню ефективності виробництва. Прямі експлуатаційні витрати відображають позитивну динаміку, знизившись з рівня 805 грн/га до 750 грн/га. Крім того, зросла продуктивність агрегату з 2,18 га/год до 2,2 га/год. Отже, можна зробити висновок, що модифікація культиватора призвела до покращення економічних показників виробництва та ефективнішого використання ресурсів.

ВИСНОВОК

В рамках цієї наукової роботи було досліджено та описано діяльність відокремленого структурного підрозділу "Роменський фаховий коледж Сумського національного аграрного університету". Аналізуючи його аграрну діяльність, можна визначити, що коледж успішно поєднує навчальний процес з виробничою практикою, що сприяє підготовці кваліфікованих кадрів для сільськогосподарського сектору. Крім того, він активно займається вирощуванням рослинної та тваринної продукції, що відображає його значний внесок у розвиток сільського господарства регіону.

У рамках цієї дослідницької роботи була розроблена модифікація дискового культиватора УДА-3,8-40, яка полягала у заміні спірального котка на подпружинений секційний двоколієний. Ця модифікація була вдосконалена з метою покращення якості обробітку ґрунту та збільшення ефективності його використання. Результати досліджень показали, що впровадження даної модифікації призвело до зниження затрат праці з 0,460 люд-год/га до 450 люд-год/га, а також до зменшення прямих експлуатаційних витрат з рівня 805 грн/га до 750 грн/га. Крім того, продуктивність агрегату зросла з 2,18 га/год до 2,2 га/год.

У світлі наведених результатів можна зробити висновок, що модифікація культиватора є перспективним заходом, спрямованим на підвищення продуктивності та ефективності виробництва. Враховуючи виявлені позитивні зміни в економічних показниках, можна стверджувати, що впровадження запропонованої модифікації виробництва культиватора буде доцільним та прибутковим кроком для підприємства.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Лесюк, В. С., & Калініченко, О. В. (2020). ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКУ АГРАРНИХ ПІДПРИЄМСТВ. *Редакційна колегія: ОГ Бондар, доктор юридичних наук, професор*, 274.
2. Лесюк, В. С., & Калініченко, О. В. (2020). ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКУ АГРАРНИХ ПІДПРИЄМСТВ. *Редакційна колегія: ОГ Бондар, доктор юридичних наук, професор*, 274.
3. Ігнат'єв, Є. І. (2017). Обґрунтування можливостей нового комбінованого гичкозбирального агрегату. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, (1), 16-21.
4. Маневреність, М. Т. А. (2020). СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали I Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Мелітополь, 01-24 квітня 2020 р.)/ТДАТУ: ред. кол. ВМ Кюрчев, ВТ Надикто, ОГ Скляр [та ін.] - Мелітополь: ТДАТУ, 2020.-485 с. У збірнику представлені матеріали міжнародної науково-практичної*, 180.
5. Кожушко, А. П., & Мамонтов, А. Г. (2019). Особливості виконання транспортних робіт причіпними та напівпричіпними агрегатами у складі машинно-тракторної техніки.
6. Адамчук, В., Булгаков, В., Надикто, В., Троханяк, О., & Чорна, Т. (2023). Теоретичне дослідження стійкості руху асиметричного посівного машинно-тракторного агрегату. *Вісник аграрної науки*, 101(5), 57-64.
7. Мітков, В. Б. (2016). Розробка науково-методологічних основ комплексної оцінки впливу машинно-тракторних агрегатів на стан забруднення навколишнього середовища. *Екологічні науки*, 6, 12-13.

8. Галич, І. В. (2019). Аналіз джерел вібрацій та коливань елементів машинно-тракторного агрегату. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*, (30), 72-79.

9. Адамчук, В., Булгаков, В., Надикто, В., Кюрчев, В., & Камінський, В. (2022). Дослідження впливу ширини захвату машинно-тракторного агрегату на його експлуатаційні показники. *Вісник аграрної науки*, 100(10), 29-36.

10. Калінін, Є. І. (2019). Аналіз динаміки транспортно-технологічних агрегатів як систем змінної маси. *Науковий журнал «Інженерія природокористування»*, (2 (12)), 38-43.

11. Сіренко, Ю. В., & Сілюченко, В. М. (2022). ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МАШИНО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали IV Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Запоріжжя, 01-25 листопада 2022 р.)/ТДАТУ: ред. кол., СВ Кюрчев, ВМ Кюрчев, ВТ Надикто, ОГ Скляр [та ін.]–Запоріжжя: ТДАТУ, 2022.–239 с. У збірнику представлені матеріали міжнародної науково-практичної*, 56.

12. Адамчук, В., Камінський, В., Булгаков, В., & Надикто, В. (2022). Теоретичне дослідження та розроблення нового показника інтенсивності впливу ходових систем машинно-тракторних агрегатів на ґрунт. *Вісник аграрної науки*, 100(4), 57-63.

13. Антощенко, Р. В., & Антощенко, В. М. (2016). Дослідження енергетичних параметрів функціонування багатоеlementних машинно-тракторних агрегатів. *Інженерія природокористування*, (2), 105-112.

14. Могильницька, А. М. (2020). Пріоритетні напрями використання економіко-математичного моделювання в роботі аграрних підприємств. *Агросвіт*, (17-18), 39-44.

15. Кожушко, А. П., & Мамонтов, А. Г. (2019). Особливості виконання транспортних робіт причіпними та напівпричіпними агрегатами у складі машинно-тракторної техніки.

16. Антощенко, Р. В., Лебедєв, А. Т., & Антощенко, В. М. (2017). Керування енергетичними витратами машинно-тракторного агрегата. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового лісового та транспортного комплексів»*, (7), 172-179.

17. Надикто, В., Кюрчев, В., Аюбов, А., Масалабов, В., & Кістечок, О. (2018). ПЕРСПЕКТИВИ ЗРОСТАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ РОБОТИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*, 8(2).

18. Кухаренко, П. М. (2018). Дослідження впливу параметрів налаштувань на техніко-експлуатаційні показники та надійність машинно-тракторних агрегатів на базі тракторів John Deere 8335R. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, (11), 207-213.

ДОДАТКИ

Додаток А