

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З.ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: «ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ
РАМНИХ КОНСТРУКЦІЙ КУЛЬТИВАТОРІВ ПІД ДІЄЮ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ»

Виконав: студент VI курсу групи Маш-61

Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва)

Максим ХІЦЯК
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент Сергій БЕРЕЗОВЕЦЬКИЙ
(Прізвище та ініціали)

ДУБЛЯНИ 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри _____
(підпис)

д.т.н., професор Власовець В.М.
“ ____ ” _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу студенту

ХІЦЯКУ Максиму Максимовичу

1. Тема роботи: «Дослідження напружено-деформованого стану рамних конструкцій культиваторів під дією експлуатаційних навантажень»

Керівник роботи: Березовецький Сергій Андрійович, к.т.н., доцент
Затверджена наказом по університету №140/К-с від 28.02.2025

2. Строк здачі студентом закінченої роботи 1.12.2025 року

3. Вихідні дані до роботи: довідкова література, каталоги, методики розрахунку опору та навантаження на раму, технічна документація та параметри культиваторів, інструкції з охорони праці.

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

4.1. Стан питання і завдання досліджень

4.2. Дослідження напружено-деформованого стану рамних конструкцій культиватора

4.3. Теоретичні основи моделювання та оцінювання напружено-деформованого стану конструкцій

4.4. Охорона праці та захист довкілля

Висновки і пропозиції

5. Перелік графічного ілюстраційного матеріалу:

Графічна частина до кваліфікаційної роботи оформляється у вигляді презентації.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1, 2, 3, 4	<i>Березовецький С.А., к.т.н., доцент кафедри машинобудування</i>			
5	<i>Городецький І.М., к.т.н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва</i>			

7. Дата видачі завдання «28» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1	<i>Стан питання і завдання досліджень</i>	<i>28.02.25-25.04.25</i>	<i>Виконано</i>
2	<i>Дослідження напружено-деформованого стану рамних конструкцій культиватора</i>	<i>28.04.25-27.06.25</i>	<i>Виконано</i>
3	<i>Теоретичні основи моделювання та оцінювання напружено-деформованого стану конструкцій</i>	<i>30.06.25-29.08.25</i>	<i>Виконано</i>
4	<i>Охорона праці та захист довкілля</i>	<i>01.09.25-26.09.25</i>	<i>Виконано</i>
5	<i>Оформлення пояснювальної записки</i>	<i>29.09.25-31.10.25</i>	<i>Виконано</i>
6	<i>Оформлення графічної частини</i>	<i>03.11.24-28.11.25</i>	<i>Виконано</i>

Студент _____ Максим ХІЦЯК
(підпис)

Керівник роботи _____ Сергій БЕРЕЗОВЕЦЬКИЙ
(підпис)

Дослідження напружено-деформованого стану рамних конструкцій культиваторів під дією експлуатаційних навантажень. Хіцяк Максим Максимович. Кафедра машинобудування. Дубляни, Львівський НУВМБТ. 2025.

57 с. текст. част., 18 рис., 19 літературних джерел.

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню напружено-деформованого стану рамних конструкцій комбінованого культиватора під дією експлуатаційних навантажень із використанням *SolidWorks Simulation*. Актуальність теми зумовлена великими силовими впливами на несучі елементи широкозахватних ґрунтообробних машин та потребою підвищення їх міцності й довговічності.

У роботі виконано аналіз конструкції культиватора та визначено основні причини руйнувань: утворення тріщин у місцях концентрації напружень, зношення підшипникових вузлів котків, деформації рамних елементів і пошкодження шарнірних з'єднань. Проведено кінцево-елементний аналіз основної рами та причіпного пристрою, встановлено зони максимальних напружень і оцінено запас міцності.

За результатами моделювання запропоновано конструктивні удосконалення, зокрема збільшення товщини стінки поперечного бруса причіпного вузла та оптимізацію місць кріплення розтяжок рами. Запровадження цих рішень сприяє підвищенню ресурсу культиватора, зменшенню частоти поломок та покращенню експлуатаційної надійності машинно-тракторних агрегатів.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. СТАН ПИТАННЯ ТА АКТУАЛЬНІСТЬ ДОСЛІДЖЕНЬ	7
1.1. Аналіз способів механічного обробітку ґрунту	7
1.2. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи	9
1.3. Аналіз несучих конструкцій культиватора КП-8,5	12
2. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РАМНИХ КОНСТРУКЦІЙ КУЛЬТИВАТОРА	17
2.1. Обґрунтування змін у несучих конструкціях культиватора.....	17
2.2. Розрахунок тягового опору прикочувальних котків	18
2.3. Розрахунок навантаження на раму культиватора.....	23
2.4. Розрахунок центральної рами культиватора.....	24
3. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОНСТРУКЦІЙ	30
3.1. Математичне моделювання.....	30
3.2. Теоретичні дослідження міцності причіпного пристрою	32
3.3. Удосконалення поперечного бруса причіпного пристрою.....	36
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ ДОВКІЛЛЯ	40
4.1. Нормативно-правові акти з охорони праці.....	40
4.2. Техніка безпеки при експлуатації ґрунтообробних машин	43
4.3. Запобігання виникненню надзвичайних ситуацій.....	45
4.4. Вплив сільськогосподарської діяльності людини на довкілля	48
4.5. Забруднення довкілля, що виникають при експлуатації удосконаленого культиватора.....	50
4.6. Заходи із зменшення забруднення довкілля.....	52
ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ	54
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	56

ВСТУП

Вдосконалення ґрунтообробної техніки напряму пов'язане з розвитком сучасних локальних і регіональних технологій вирощування культур. Створення і модернізація таких машин і робочих органів на новій технічній основі неможливі без глибокого теоретичного аналізу, обґрунтувань, розрахунків та якісного проєктування, що є фундаментальними складовими машинобудівної галузі. Одним із перспективних напрямів машинобудівної галузі є створення комбінованих машин, які здатні виконувати декілька операцій у межах одного технологічного процесу: обробіток ґрунту, сівбу, внесення добрив і гербіцидів.

Об'єднання кількох операцій визначається системами землеробства та прийнятими методами обробітку, рівнем засміченості полів, видовим складом бур'янів, погодними умовами, характеристиками енергетичних засобів, агрономічними та техніко-економічними чинниками. Існуючі поєднання операцій при обробітку ґрунту умовно поділяють на три групи: обробіток ґрунту з одночасним внесенням добрив і пестицидів; суміщення кількох операцій механічного обробітку ґрунту у вигляді вирівнювання поверхні, розпушування та прикочування; поєднання обробітку ґрунту із сівбою культур.

У межах цієї групи для певних ґрунтово-кліматичних зон можливе суміщення таких операцій: основний (зяблевий) обробіток ґрунту; основний обробіток у поєднанні з передпосівним вирівнюванням і розпушуванням зораної поверхні; передпосівна культивуація з одночасним боронуванням і прикочуванням. Виконання кожної операції забезпечується відповідною конструкцією робочих органів, що входять до складу агрегату. Кожний робочий орган комбінованого ґрунтообробного культиватора встановлюється у чітко визначеному порядку та геометрії, зокрема на заданій відстані один від одного на рамі. Надійність несучих елементів широкозахватного культиватора має суттєвий вплив на якість механічного обробітку ґрунту, а також визначає частоту проведення технічного обслуговування і ремонту, що є важливими параметрами машинобудівної експлуатаційної практики.

1. СТАН ПИТАННЯ ТА АКТУАЛЬНІСТЬ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Аналіз способів механічного обробітку ґрунту

Механічний обробіток ґрунту є основною технологічною операцією, що забезпечує підвищення його родючості та стабільне формування врожайності культур. Усі процеси механічної дії на ґрунт реалізуються через конструкції ґрунтообробних машин, створених засобами сучасного машинобудування. Саме інженерні рішення визначають ефективність формування фізичних властивостей ґрунту, зокрема співвідношення капілярної і некапілярної пористості та рух вологи й повітря в орному шарі. Геометрія робочих органів і компоновка агрегатів впливають на тепловий стан ґрунту та рівень його ущільнення, що є визначальним для росту рослин [1].

Механічний обробіток активізує біологічні процеси в ґрунтовому середовищі, що сприяє накопиченню поживних речовин, посиленню газообміну та формуванню середовища, сприятливого для фотосинтезу. Ефективність цих процесів залежить не тільки від агрономічних умов, а й від технічної досконалості ґрунтообробних машин. Параметри конструкції визначають інтенсивність взаємодії робочих органів із ґрунтом, що безпосередньо впливає на рівномірність загортання добрив, ефективність боротьби з бур'янами та шкідниками і якість підготовки ґрунту до сівби.

Завдання механічного обробітку змінюються залежно від виробничих та природних умов, а отже визначають вимоги до конструкцій машин. На сильно засмічених полях технічні засоби повинні забезпечити повне видалення бур'янів, що підвищує навантаження на робочі органи та вимагає підвищеної стійкості їх матеріалу. При обробітку цілинних та задернілих площ робочі органи повинні забезпечувати надійне руйнування багаторічної дернини, що актуалізує потребу в зміцненні елементів конструкції та оптимізації їх форми. У посушливих регіонах обробіток виконується з урахуванням мінімізації втрат вологи, що зумовлює необхідність використання машин зі зниженим тиском на ґрунт. У умовах надмірного зволоження технічні засоби повинні покращувати

повітряний і тепловий режими, що вимагає точного розрахунку параметрів робочих органів і їх взаємного розміщення. У регіонах, де існує загроза водної чи вітрової ерозії, зростає потреба у застосуванні машин, здатних зберігати структуру ґрунту і забезпечувати мінімальний деструктивний вплив на поверхню поля [1].

Велика кількість технологічних операцій, необхідних у сучасному землеробстві, визначає різноманіття конструкцій ґрунтообробних машин. Реалізація процесів перевертання, розпушування, перемішування, кришіння, вирівнювання та ущільнення ґрунту ґрунтується на інженерних рішеннях щодо геометрії робочих органів, жорсткості несучих конструкцій, кінематики руху і компоновки агрегатів [2].

Перевертання скиби виконується переважно плугами та лемішними знаряддями, конструкції яких повинні забезпечувати стабільність переміщення ґрунтових шарів та витримувати значні деформаційні навантаження. Недоліки цієї операції, такі як збільшення втрат вологи та ризик ерозії, стимулюють розробку нових машинобудівних рішень щодо мінімізації механічного руйнування структури ґрунту.

Розпушування та кришіння виконуються з використанням культиваторів, чизельних агрегатів, фрез та борін. Робочі органи цих машин повинні забезпечувати достатню інтенсивність руйнування ґрунтових агрегатів та високу рівномірність обробітку, що зумовлює необхідність точних розрахунків напружено-деформованого стану несучих елементів [2].

Перемішування ґрунту залежить від конструктивної досконалості фрез, культиваторних лап і системи їх розміщення на рамі машини. Формування однорідного шару можливе лише при оптимальному поєднанні геометричних параметрів робочих органів та їх траєкторій, що потребує складних інженерних розрахунків.

Вирівнювання поверхні поля залежить від якості роботи котків, шлейфів і борін, конструкція яких повинна забезпечувати стійкість до циклічних навантажень та мінімальні деформації при роботі на нерівних поверхнях.

Ущільнення ґрунту виконується котками різних типів, конструкції яких впливають на теплопровідність і рух вологи в ґрунтовому середовищі. Саме машинобудівні рішення визначають можливість рівномірного розподілу навантаження по ширині агрегату та зниження негативних ефектів переущільнення.

Ефективність усіх операцій і стабільність технологічного процесу залежать від технічного рівня машинобудівних розробок. Надійність рам, вузлів з'єднання, причіпних пристроїв, робочих органів і гідросистем визначає працездатність ґрунтообробної техніки в умовах інтенсивних навантажень [2].

Отже, дослідження міцності конструктивних елементів ґрунтообробних машин, оптимізація геометрії їх робочих органів та підвищення надійності несучих рам є актуальною задачею сучасного машинобудування. Розвиток цих напрямів забезпечує підвищення продуктивності машин, зменшення енерговитрат та збільшення терміну служби агрегатів, що визначає наукову і практичну значущість таких досліджень для аграрного сектору [2].

1.2. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи

Ремонт культиваторів пов'язаний передусім із напруженою роботою їх несучих елементів під час обробітку ґрунту. Значне навантаження припадає на раму культиватора, шасі та прикочувальні котки, що формує підвищені вимоги до їх міцності й довговічності. Сучасні культиватори характеризуються значною масою і великою шириною захвату, яка у деяких моделей досягає 12 метрів. За таких умов на механізми складання та елементи рами діють значні статичні й динамічні навантаження, що поступово спричинюють зношування та деформації конструкції [2].

Найпоширенішими несправностями є зношення прикочувальних котків та їх посадкових місць під підшипники (рис. 1,1), поява тріщин у несучих елементах рами, руйнування посадкових місць під пальці гідроциліндрів і шарнірів механізмів складання. Ці дефекти виникають унаслідок циклічних

навантажень, ударної дії ґрунту та нерівномірного розподілу силових впливів під час роботи агрегату. Негативно впливає і знос механізмів шасі, що включають тандемні колісні пари та підвіску, оскільки саме вони сприймають значну частину навантаження під час транспортування та переходів між робочим і транспортним положеннями [2].



а)



б)

Рисунок 1.1 - Відновлення геометрії рами – а, деформовані та пошкоджені елементи рам, зварних швів та обладнання культиваторів - б

Такі відмови є характерними для широкозахватних ґрунтообробних машин і підкреслюють необхідність інженерного аналізу їх конструкцій. Дослідження напружено-деформованого стану рамних елементів, удосконалення вузлів кріплення, підвищення жорсткості конструкції та оптимізація геометрії робочих та допоміжних елементів дозволяють зменшити кількість поломок і продовжити ресурс культиватора. Саме тому питання дослідження та удосконалення конструкції культиватора КП-8,5 є актуальним для машинобудування і практики експлуатації техніки в аграрному виробництві [1, 2].

Для дослідження напружено-деформованого стану рамних конструкцій культиваторів під дією експлуатаційних навантажень обрано комбінований культиватор КП-8,5 через поєднання конструктивних особливостей та експлуатаційних вимог, які роблять його показовим прикладом складної машинобудівної конструкції, що працює у змінних силових режимах. Агрегат має широкозахватну трисекційну раму, складну систему з'єднань робочих органів та значну кількість вузлів, на які діють динамічні, циклічні та ударні навантаження. Це створює передумови для появи концентрацій напружень, деформацій та втомного руйнування.

Робочий процес культиватора включає підрізування, розпушування, вирівнювання та прикочування ґрунту, що формує високі вимоги до його міцності, жорсткості та довговічності. За наявними експлуатаційними даними, у конструкції КП-8,5 спостерігаються дефекти несучих елементів, зокрема тріщини у зонах кріплення поздовжніх та поперечних балок і зниження міцності кріпильного бруса причіпного вузла. Це вказує на необхідність інженерного аналізу та уточнення параметрів конструкції.

Крім того, агрегат широко застосовується у виробничих умовах господарств різних регіонів, що дає можливість порівнювати результати моделювання зі статистикою реальних пошкоджень і робить дослідження практично значущим. Актуальність аналізу конструкції КП-8,5 обумовлена також вимогами до підвищення ресурсу сільськогосподарських знарядь,

зменшення маси та матеріаломісткості рамних конструкцій, зниження тягового опору і оптимізації енергетичних витрат машинно-тракторних агрегатів.

Таким чином, культиватор КП-8,5 є доцільним об'єктом дослідження, оскільки поєднує складність машинобудівної конструкції, наявність реальних експлуатаційних проблем, необхідність інженерного удосконалення та можливість підвищення ефективності його роботи на основі сучасних методів моделювання та аналізу напружено-деформованого стану.

1.3. Аналіз несучих конструкцій культиватора КП-8,5

Комбінований культиватор КП-8,5 (рис. 1.2) використовується для передпосівного обробітку ґрунту під час вирощування сільськогосподарських культур і забезпечує виконання кількох технологічних операцій за один прохід. У процесі роботи агрегат здійснює подрібнення грудок, розпушування орного шару, підрізування бур'янів, вирівнювання поверхні та ущільнення ґрунту. Сукупність цих операцій визначає високі вимоги до конструктивної досконалості несучих елементів, точності розрахунків та вибору матеріалів, що формує актуальність машинобудівних досліджень у напрямі підвищення надійності такого типу знарядь [2].

Конструкція агрегату побудована на основі основної рами 1, яка несе навантаження від причіпного пристрою 2 та балки опорних коліс 3. До бічних ділянок рами приєднуються додаткові секції, сформовані середньою рамою 4 та боковою рамою 5. Така компоновка забезпечує широку захватну здатність культиватора та визначає характер розподілу навантажень у несучих елементах.

Саме ці особливості потребують поглибленого аналізу напружено-деформованого стану рами та вузлів кріплення, адже агрегат працює у змінних силових режимах, зумовлених неоднорідністю ґрунту та циклічними навантаженнями [1, 2].

Підвищені вимоги до універсальності та надійності широкозахватного обладнання формують необхідність удосконалення конструктивних рішень і перевірки їх міцності методами сучасного комп'ютерного моделювання. Дослідження несучих конструкцій культиватора КП-8,5, аналіз їх поведінки під дією тягових, вагових і реактивних навантажень, а також оптимізація геометрії окремих елементів є важливим етапом забезпечення довговічності та ефективності роботи агрегату [2].

На рамі культиватора встановлюються робочі елементи, серед яких розпушувачі сліду коліс трактора 6, розпушувальні секції борінного типу 7 та прикочувальні котки 8, змонтовані на підвісці 9. У цій конструкції регулювання глибини обробітку здійснюється двома опорними котками 8, що дає можливість відмовитися від додаткових опорних коліс у процесі роботи. Використання котків забезпечує інтенсивне подрібнення, вирівнювання та прикочування ґрунту, завдяки чому покращується підняття вологи з глибинних горизонтів до поверхні. Ротаційні секції оснащені пружинними запобіжними блоками на підвісці 7, які захищають робочі органи від пошкоджень, запобігають появі надмірних навантажень та зменшують тяговий опір. Радіальна схема кріплення робочих органів сприяє точному копіюванню рельєфу поля.

До переваг цієї конструкції належать підвищена міцність робочих органів, додаткове підсилення лап для розпушування сліду трактора, встановлення коткових секцій на закритих підшипникових вузлах із властивістю самоочищення, зручне регулювання глибини та механічне фіксування ходової частини у транспортному положенні. Трисекційна компоновка несучої системи, яка складається за допомогою гідравлічної системи, зменшує транспортну ширину до 4 м, скорочує тривалість підготовки агрегату та усуває необхідність застосування додаткових транспортних засобів під час перевезення [2].

Основна рама культиватора (рис. 1.3) виготовлена з квадратної труби перерізом $100 \times 100 \times 6$ мм та має прямокутну конфігурацію з додатковими розтяжками у передній частині. До кронштейнів 11 з обох боків приєднуються

додаткові секції, що включають середню та бокову рами, з'єднані між собою фланцевими болтовими з'єднаннями. Секції монтуються до основної рами шарнірно і можуть переводитися у горизонтальне або вертикальне положення за допомогою гідроциліндрів, що забезпечує зручність транспортування та відповідність габаритним вимогам [2, 3].

Рисунок 1.3 – Основна рама культиватора КП-8,5

У передній частині основної рами до кронштейнів 14 монтується причіпний пристрій (рис. 1.4), конструкція якого складається з поперечної балки 1 з кронштейнами 2, поворотного кулака 3, дишла 4, вилки 5 та тяги 6. Через вилку 5 і тягу 6 цей вузол з'єднується з кронштейнами 14 основної рами, а кронштейни 2 фіксуються у начіпній системі трактора. Така компоновка забезпечує надійність передачі тягового зусилля, рівномірний розподіл навантаження та зменшення динамічних впливів на раму під час роботи

агрегату, що є важливим аспектом дослідження для підвищення довговічності машинобудівної конструкції [1, 2].

Рисунок 1.4 – Причіпний пристрій культиватора КП-8,5

До кронштейнів 15 на основній рамі приєднується секція опорних коліс, конструкція якої сформована балкою 1 з установленими на ній колесами 2, розкосами 3 та шарнірними кронштейнами 4, що забезпечують з'єднання секції з рамою. На балці розташовані кронштейни 5, призначені для монтажу гідроциліндрів, які дають змогу переводити секцію у робоче або транспортне положення. Додатково на балці закріплюються пластини 6, що використовуються для нанесення сигнальних позначень чи встановлення світлоповертачів. Така компоновка сприяє рівномірному розподілу навантажень під час руху агрегату та забезпечує стабільність роботи, що є важливою умовою для дослідження міцності несучих елементів машинобудівної конструкції [2].

2. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РАМНИХ КОНСТРУКЦІЙ КУЛЬТИВАТОРА

2.1. Обґрунтування змін у несучих конструкціях культиватора

Основною несучою конструкцією широкозахватного культиватора КП-8,5 є його рама, до якої приєднуються всі інші вузли: з лівого та правого боків закріплюються бокові рами з робочими органами, у передній частині монтується причіпний пристрій, а позаду розміщується ходова система. Основна рама сприймає навантаження від усіх приєднаних елементів і працює в умовах складного напружено-деформованого стану, що характерно для машинобудівних конструкцій, які зазнають циклічних та комбінованих впливів.

Під час аналізу основних несучих вузлів культиватора КП-8,5 виявлено низку дефектів. Зокрема, встановлено, що кріпильний брус причіпного пристрою поступово втрачає несучу здатність у процесі експлуатації. Зафіксовано також появу тріщин у зоні приєднання поздовжніх балок основної рами до поперечного бруса. Додатково визначено, що поздовжні розтяжки кріпляться до поздовжніх балок саме в ділянці максимальних напружень, що підвищує ризик втомного руйнування зварних з'єднань. У зв'язку з цим доцільно подовжити розтяжки та встановлювати їх ближче до поперечного бруса основної рами [3, 5].

Усі зазначені несучі елементи культиватора потребують перевірки на міцність і жорсткість для визначення потенційно небезпечних перетинів, що можуть не відповідати вимогам надійної роботи конструкції. Розрахунки виконують як для транспортного режиму експлуатації, коли оцінюється міцність ходової частини, так і для робочого режиму, що передбачає перевірку рамних елементів сільськогосподарського знаряддя під навантаженням [5].

2.2. Розрахунок тягового опору прикочувальних котків

У конструкції широкозахватного культиватора останнім встановлюється ротаційний пристрій, який складається із спарених пруткових прикочувальних котків. Перший коток більшого діаметра виконує руйнування грудок, вирівнює поверхню поля і забезпечує рівномірне ущільнення ґрунту за глибиною. Другий коток меншого діаметра додатково ущільнює верхній шар ґрунту [4].

Пруткові котки застосовують для вирівнювання поверхні поля, подрібнення грудок та формування необхідного ступеня ущільнення ґрунту. Їх встановлюють за робочими органами культиваторів і комбінованих ґрунтообробних машин. На котках закріплюють прутки круглого або прямокутного перерізу. Прямокутні пластини можуть бути суцільними або з вирізами, а іноді виконуються зубчастими. Найвищий ступінь подрібнення ґрунту забезпечують котки з круглими прутками та елементами прямокутного перерізу без вирізів, що важливо для машинобудівних конструкцій, орієнтованих на якісний передпосівний обробіток [5].

Під час руху котка, який залишає колію, до його осі обертання O прикладається вертикальна сила P , що визначається масою котка, а також горизонтальна сила тяги чи штовхаюча сила T [3]. Вказані навантаження враховують при розрахунку взаємодії прикочувальних котків із ґрунтом та при визначенні конструктивної міцності елементів ротаційного пристрою культиватора (рис. 2.1).

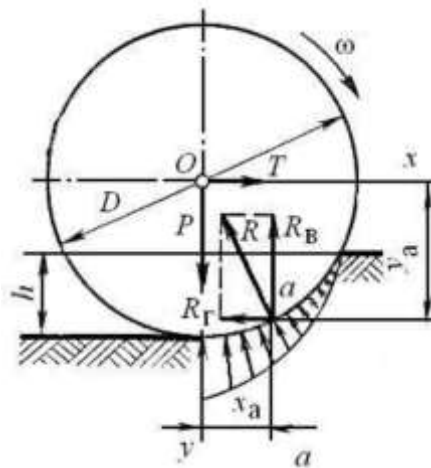


Рисунок 2.1 – Схема взаємодії роботи котка з ґрунтом [3]

$$\begin{aligned}
\sum P_x &= T - P_z = 0 ; \\
\sum P_y &= P - R_{\theta} = 0 ; \\
\sum m_z(P) &= T y_a - P x_a = 0.
\end{aligned}
\tag{2.6}$$

З перших двох рівнянь випливає, що $T = P_z$, $P = B_v$. На коток діють дві пари сил T і P_z , P і B_v . Пара сил T і P_z з плечем y_a утворюють рушійний момент, а пара сил P і B_v з плечем x_a – момент опору. Із третього рівняння маємо:

$$T = P x_a / y_a. \tag{2.7}$$

З виразу (2.7) і рис. 2.4 видно, що зі зменшенням глибини колії h зменшується плече x_a і, відповідно, момент опору $R \cdot x_a$, тоді як плече y_a збільшується. Це приводить до зменшення величини сили тяги T .

Із зростанням діаметра котка сила T також зменшується, оскільки плече y_a збільшується майже пропорційно зміні діаметра. Плече x_a збільшується значно повільніше, адже зі збільшенням діаметра опорна площа контакту з ґрунтом зростає, а глибина колії h зменшується.

Обравши за початок координат точку O у місці перетину вертикального діаметра котка з поверхнею поля, виділяємо на дузі обода, що контактує з ґрунтом, елементарний відрізок dl (рис. 2.2). Коток рухається по поверхні поля з утворенням робочої колії [3].

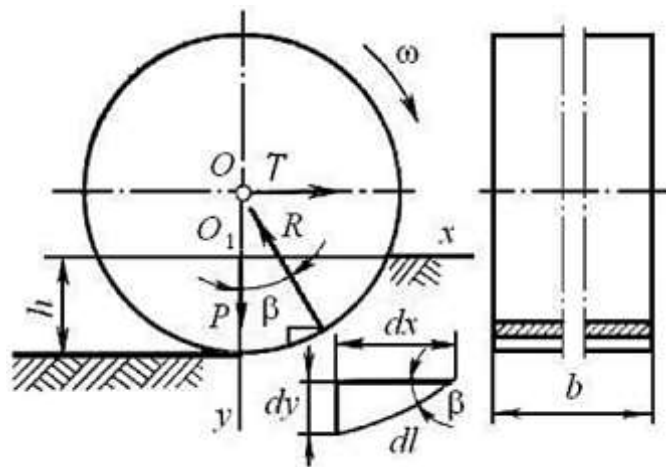


Рисунок 2.2 – Схема для визначення тягового опору котка [3]

За умови довжини котка b на його поверхні буде виділена площа $ads = bdl$ (на рис. 2.5 заштрихована). Цю площу з достатньою точністю можна вважати прямокутником. Елементарна сила реакції на цю площу

$$dR = \sigma \cdot b \cdot dl, \quad (2.8)$$

де σ – напруження зминання ґрунту, МПа.

За умови незначної глибини колії

$$\sigma = q \cdot y, \quad (2.9)$$

де q – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, МПа/мм;

y – лінійна деформація ґрунту, мм.

Частину сегмента з елементарними сторонами dl , dy і dx з точністю до малих вищого порядку можна вважати трикутником, в якому кут між dl і dx дорівнює центральному куту β . Тоді $dl = dy / \sin \beta$. Після підстановки значень σ (2.9) і dl в вираз (2.8) маємо

$$dR = b \cdot q \cdot y \cdot dy / \sin \beta.$$

Після інтегрування маємо

$$R = b \cdot q / \sin \beta \int_0^h y \cdot dy = b \cdot q \cdot h^2 / 2 \sin \beta. \quad (2.10)$$

За умови рівноваги $T = R \sin \beta$ (див. рис. 2.5), тому

$$T = b \cdot q \cdot h^2 / 2. \quad (2.11)$$

Для визначення залежності сили R (2.10) і T (2.11) від діаметра котка D і сили P підставимо у вираз dR замість dl його значення, яке виражається через dx , тобто $dl = dx / \cos \beta$.

Змінивши межі інтегрування, запишемо

$$R = \frac{b \cdot q}{\cos \beta} \int_0^x y dx. \quad (2.12)$$

Підставивши у праву частину рівняння (2.12) значення $x = \sqrt{d \cdot h}$ та $y \cong h - x^2/d$, отримаємо

$$R = \frac{b \cdot q}{\cos \beta} \int_0^{\sqrt{dh}} \left(h - \frac{x^2}{2} \right) dx = \frac{2b \cdot q \cdot h \sqrt{d \cdot h}}{3 \cos \beta}. \quad (2.13)$$

З рис. 2.5 можна записати співвідношення між силами R та P:

$$P = R \cos \beta,$$

отже

$$P = 2/3 (b \cdot q \cdot h \sqrt{d \cdot h}),$$

звідки глибина колії

$$h = 1.31 \sqrt[3]{P^2 / (b^2 \cdot q^2 \cdot d)}. \quad (2.14)$$

Підставивши значення h у формулу (2.11) одержимо

$$T = 0.86 \sqrt[3]{P^4 / (b \cdot q \cdot d^2)}. \quad (2.15)$$

Опір перекочування одного прикочувального котка визначаємо за формулою (2.13), враховуючи, що маса культиватора $M_{культ} = 3000$ кг розподіляється нерівномірно між агрегованими вузлами. Частина маси, приблизно $1/3 M_{культ}$, передається на причіпну систему трактора, а залишена частина, тобто $2/3 M_{культ}$, припадає на шість ротаційних секцій. Кожна секція містить два спарених котки, тому навантаження на один коток становить частку від сумарної маси, яка сприймається ротаційним пристроєм [5].

Такий підхід дозволяє коректно визначити вертикальне навантаження на коток, що є базовим параметром для розрахунку опору перекочування. Отримане значення використовується при подальшому визначенні тягового опору культиватора та формуванні прогнозової оцінки силового навантаження на раму, причіпний пристрій і агреговані елементи робочих органів.

Тому маса культиватора, що припадає на один коток, визначається шляхом поділу тієї частини ваги, яка сприймається ротаційними секціями, на загальну кількість котків у агрегаті. Оскільки $\frac{2}{3} M_{\text{культ}}$ розподіляється на шість ротаційних секцій, а кожна секція містить два спарених котки, навантаження на один коток становить [5]:

$$P = \frac{2}{3} \frac{M_{\text{культ}} \cdot g}{6 \cdot 2} \approx \frac{2}{3} \frac{30000}{6 \cdot 2} \approx 1667 \text{ Н.}$$

$$T = 0.86 \sqrt[3]{1667^4 / (1195 \cdot 15000 \cdot 0.3^2)} = 1450 \text{ Н.}$$

Глибина ущільнення ґрунту котком

$$h = 1.31 \sqrt[3]{1667^2 / (1.2^2 \cdot 15000^2 \cdot 0.3)} = 0.4 \text{ м.}$$

Виконані розрахунки дозволяють встановити величини вертикального навантаження на один прутковий коток та відповідний тяговий опір під час руху культиватора. Отримане значення реакції ґрунту на коток $P \approx 1667 \text{ Н}$ підтверджує рівномірний розподіл маси широкозахватного культиватора між ротаційними секціями. Розрахункова сила тяги $T = 1450 \text{ Н}$ свідчить про стабільний режим роботи котків і відсутність перевищення допустимих навантажень на вузли їх кріплення.

Глибина ущільнення ґрунту котком $h = 0,4 \text{ м}$ узгоджується з очікуваними експлуатаційними параметрами та підтверджує працездатність застосованої конструкції в реальних польових умовах. Отримані результати демонструють достатню несучу здатність котків і забезпечують можливість подальшого використання цих розрахунків у моделюванні напружено-деформованого стану рамних елементів культиватора.

2.3. Розрахунок навантаження на раму культиватора

У робочому режимі експлуатації навантаження на раму культиватора формується під дією прикочувальних котків та борінчастої секції, і передача цих зусиль відбувається у такій послідовності (рис. 2.3) [7].

Горизонтальна складова T тягового опору прикочувальних котків 1 передається на борінчасту секцію 2 через кронштейн 3. Сумарне зусилля, що виникає від горизонтальної складової тягового опору котків і борінчастої секції, передається на раму 5 культиватора через поводок 6, нахилений під кутом $\alpha = 25^\circ$ до горизонту, та поводок 7.

Вертикальна складова P разом із горизонтальною складовою T тягового опору прикочувальних котків створюють момент, що спрямований на повернення начіпки 4 відносно точки А, при цьому навантажуючи пружину начіпки [7].

Рисунок 2.3 – Схема визначення навантаження на раму культиватора

Зусилля, яке передається на раму культиватора через пружину начіпки, визначають із умови рівноваги системи [7].

$$F_n \cdot 125 = T \cdot 410 - P \cdot 270,$$

$$F_n = \frac{1450 \cdot 410 - 1667 \cdot 270}{125} = 1155 \text{ Н.}$$

Зусилля $T = 1450 \text{ Н}$ і $P = 1667 \text{ Н}$ отримані у пункті 2.2. Силу, що передаватиметься на раму через поводок борінчастої секції, визначають з урахуванням дії цих складових.

$$F = P_B + T = 3250 + 1450 = 4700 \text{ Н},$$

де P_B – тяговий опір секції борін (див. пункт 2.2).

2.4. Розрахунок центральної рами культиватора

Аналіз напружено-деформованого стану центральної рами культиватора запропонованої конструкції виконуємо для робочого режиму експлуатації з використанням методу скінченних елементів у середовищі тривимірного моделювання *SolidWorks 2024*.

Створюється тривимірна твердотільна модель центральної рами культиватора [8], зображена на рис. 2.4.

Рисунок 2.4 – Твердотільна модель центральної рами культиватора

На створеній твердотільній моделі центральної рами формують триангулярну сітку кінцевих елементів (рис. 2.5, а) [9] та задають матеріал конструкції, яким виступає сталь з межею текучості 210 МПа.

а)

б)

Рисунок 2.5 – Моделювання рами культиватора

Задаємо умови закріплення у вигляді заземлення кронштейнів [10], до яких приєднується причіпний пристрій культиватора, а також прикладаємо зовнішні навантаження: зусилля від ваги колісного ходу 2700 Н, навантаження на поводках борінчастих секцій 4700 Н та зусилля від ротаційного пристрою 1155 Н (рис. 2.5,б).

Напружено-деформований стан центральної рами культиватора визначаємо у модулі кінцево-елементного аналізу *Simulation*. Отримані результати наведено на рис. 2.6.

б)

Рисунок 2.6 – НДС центральної рами культиватора: а – напруження, МПа (за теорією фон Мізеса); б – переміщення рами, мм.

Аналіз результатів моделювання напружено-деформованого стану центральної рами культиватора свідчить, що максимальні еквівалентні напруження зосереджені у зоні кріплення переднього бруса та навісних елементів [11]. За результатами чисельного розрахунку найбільше значення напружень становить приблизно 197 МПа, що наближається до межі текучості матеріалу рами 210 МПа. Таке підвищене напруження підтверджує наявність слабкого місця у конструкції, яке може вимагати підсилення або зміни геометрії вузла.

Зони, пофарбовані у червоний та оранжевий колір, відповідають ділянкам інтенсивних напружень. Це переважно верхні частини поздовжніх балок у місцях приєднання передніх кронштейнів та точок, де прикладаються зусилля від поводків борінчастих секцій і ротаційного механізму. У цих місцях виникає комбінація згинальних і розтягувальних впливів, що в подальшому може призвести до втомних пошкоджень у процесі довготривалої експлуатації [10].

За результатами аналізу переміщень, максимальні деформації досягають приблизно 15,8 мм у задній частині рами [12]. Це свідчить про гнучкість конструкції під дією зовнішніх навантажень, що може негативно позначатися на стабільності роботи культиватора. Значне переміщення рамних елементів впливає на взаємне положення робочих органів, зменшує рівномірність глибини обробітку та погіршує якість технологічного процесу механічного обробітку ґрунту.

Загальна картина напружень і переміщень вказує, що конструкція рами потребує оптимізації. Імовірними шляхами вдосконалення є збільшення товщини стінок профільних труб, додавання розкосів або зміна конфігурації з'єднань у місцях пікових напружень. Такі заходи дозволять знизити напружений стан і забезпечити більш рівномірний розподіл навантажень по елементах рами.

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по центральній рамі культиватора показано на рис. 2.7.

Рисунок 2.7 – Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по боковій рамі культиватора

Результати моделювання коефіцієнта запасу міцності (рис. 2.7) свідчать, що мінімальне значення FOS становить 1,05 у зоні кріплення переднього бруса та вузла приєднання навісних елементів. Такий показник означає, що навантаження у цій ділянці наближається до гранично допустимого рівня для матеріалу рами і залишає дуже малий запас міцності. Це підтверджує підвищену ймовірність виникнення втомних пошкоджень у процесі довготривалої експлуатації агрегату [13, 14].

Області, позначені червоним кольором, характеризуються значним напруженим станом. Вони розташовані на верхніх ділянках поздовжніх балок та у точках прикладення зусиль від поводків борінчастої секції і ротаційного пристрою. У цих місцях виникає поєднання розтягувальних і згинальних впливів, що створює ризик прогинів та локальних пластичних деформацій.

Сині та зелені зони на моделях демонструють ділянки з високим запасом міцності, де конструкція працює у прийнятному режимі. Це свідчить про

нерівномірний розподіл навантаження по рамі та підтверджує концентрацію напружень у передній частині конструкції [13].

Загальна картина розрахунку запасу міцності показує необхідність підвищення жорсткості переднього бруса, зміцнення місць кріплення розкосів, а також можливе збільшення товщини стінок профільних труб або зміни геометрії вузлів, що працюють у режимах максимальних навантажень. Оптимізація конструкції дозволить збалансувати розподіл напружень і забезпечити стабільну роботу культиватора під час експлуатації.

3. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОНСТРУКЦІЙ

3.1. Математичне моделювання

Моделювання має важливе значення для вивчення внутрішніх і зовнішніх зв'язків досліджуваного об'єкта. Під моделюванням (англ. *simulation*) розуміють відтворення характеристик поведінки фізичної або абстрактної системи за допомогою іншої системи. Такий підхід дає змогу досліджувати процеси і явища, які неможливо або складно вивчати безпосередньо. Метод моделювання зарекомендував себе як ефективний інструмент для визначення суттєвих властивостей об'єктів і процесів шляхом створення моделі, що може бути концептуальною, вербальною, математичною, графічною чи фізичною.

Моделью вважають матеріальну або уявну систему, яка, відтворюючи об'єкт дослідження, може його замінити настільки, що її аналіз надає нову інформацію про реальний прототип. Метод моделювання включає послідовність етапів, що охоплює постановку завдання, визначення аналога, створення або вибір моделі, опрацювання її структури, дослідження моделі та перенесення отриманих результатів на реальний об'єкт.

У наукових дослідженнях широко застосовують кількісно-якісні методи, поширені в багатьох галузях науки та техніки.

До математичних моделей висувають вимоги адекватності, універсальності та економічності. Модель вважають адекватною, якщо вона з прийнятною точністю відтворює потрібні властивості об'єкта. Точність визначають через ступінь збігу передбачених моделлю значень параметрів з їх фактичними значеннями. Оцінка точності передбачає вимірювання відносної похибки, проте на практиці цей процес ускладнюється. Реальні об'єкти й моделі мають кілька вихідних параметрів, тому для порівняння моделей використовують перетворення векторної оцінки у скалярну величину.

Здатність моделі точно відтворювати властивості об'єкта залежить від умов її роботи та взаємодії зі зовнішнім середовищем, тому оцінка точності може бути неоднозначною. Часто значення істинних параметрів ототожнюють з експериментальними, хоча похибки експериментального визначення можуть дорівнювати похибкам моделі або навіть перевищувати їх. Щоб знизити вплив цих факторів, порівняння моделей проводять у стандартних умовах, що відповідають типовим режимам роботи об'єкта. Кількість таких умов прагнуть обмежити.

Модель повинна мати достатню точність у конкретних умовах експлуатації, однак її створюють для дослідження поведінки об'єкта в межах зміни зовнішніх і внутрішніх параметрів. Оскільки вихідні параметри залежать від зовнішніх $Q_1, Q_2, \dots, Q_k$ і внутрішніх $X_1, X_2, \dots, X_n$ параметрів, похибка моделі $M\varepsilon$ також залежить від них. Внутрішні параметри моделі обирають із метою мінімізації похибки $M\varepsilon$ у номінальній точці $Q_{\text{ном}}$ простору зовнішніх параметрів, і тоді похибка стає функцією Q . Якщо задано максимально допустиму похибку δ , то в просторі зовнішніх параметрів виокремлюють область, у якій виконується умова $M\varepsilon < \delta$. Таку область називають областю адекватності моделі [17].

Визначення області адекватності потребує значних обчислювальних ресурсів і стає складнішим зі збільшенням кількості зовнішніх параметрів. Це завдання важче, ніж, наприклад, параметрична оптимізація. Тому для моделей нових об'єктів області адекватності зазвичай не визначають, тоді як для типових елементів така процедура є доцільною завдяки можливості багаторазового застосування цих моделей у різних проєктах. Знання області адекватності дозволяє вибрати оптимальну модель елемента і підвищити точність розрахунків.

Універсальність моделі визначається обсягом відображених властивостей об'єкта та можливістю використання моделі для аналізу широкої групи аналогічних систем і різних режимів їх роботи. Процес проєктування з використанням машинних методів стає незручним, якщо модель потрібно

змінювати при кожному переході до іншого режиму роботи. Універсальність залежить від кількості зовнішніх і вихідних параметрів, що враховуються у моделі: чим їх більше, тим ширше сфера застосування моделі, хоча розробка моделі при цьому ускладнюється. У системах автоматизованого проєктування універсальні моделі мають особливу цінність.

Економічність математичної моделі визначають витратами машинного часу під час її використання. У числових методах до моделей елементів можуть звертатися багаторазово, тому оцінка економічності залежить не лише від часу одного звернення, але й від кількості таких звернень у складі загального розрахунку.

Вимоги до широкої області адекватності, високої універсальності та економічності є суперечливими. Задовольнити їх одночасно складно, і ступінь компромісу залежить від конкретної сфери застосування. Саме тому в системах автоматизованого проєктування використовують різні моделі для однакових типів об'єктів, оскільки це забезпечує гнучкість і підвищує достовірність розрахунків.

3.2. Теоретичні дослідження міцності причіпного пристрою

Розрахунок причіпного пристрою виконуємо для робочого режиму експлуатації широкозахватного культиватора, оскільки саме під час роботи на нього діє максимальне навантаження, значення якого дорівнює тяговому опору культиватора і становить приблизно 40 кН (див. пункт 2.2).

Аналіз міцності проводимо методом скінченних елементів у середовищі тривимірного моделювання *SolidWorks 2024*.

Послідовність роботи включає створення тривимірної твердотільної моделі причіпного пристрою культиватора, зображеної на рис. 3.1.

Рисунок 3.1 – Твердотільна модель причіпного пристрою культиватора

На створеній твердотільній моделі причіпного пристрою формуємо триангуляційну сітку кінцевих елементів (рис. 3.2, а) [13] і задаємо матеріал конструкції, яким є сталь з межею текучості 180 МПа.

а)

б)

Рисунок 3.2 – Моделювання причіпного пристрою культиватора

Задаємо умови закріплення у вигляді повного защемлення кронштейнів, через які причіпний пристрій приєднується до центральної рами культиватора, після чого прикладаємо навантаження у формі тягового зусилля агрегату (рис. 3.2, б).

Напружено-деформований стан причіпного пристрою визначаємо за допомогою модуля кінцево елементного аналізу *Simulation* [11]. Отримані результати наведено на рис. 3.3.

б)

Рисунок 3.3 – НДС причіпного пристрою культиватора: а – напруження, МПа (за теорією фон Мізеса); б – переміщення причіпного пристрою, мм.

Результати моделювання напружено-деформованого стану причіпного пристрою показують, що максимальні напруження зосереджені у зоні переднього кріплення, де відбувається контакт причіпного вузла з рамою культиватора. Найбільше значення еквівалентних напружень становить приблизно 224,9 МПа. Це перевищує межу текучості матеріалу, що дорівнює 180 МПа, тому вказана ділянка працює у режимі граничного навантаження і може бути схильною до пластичних деформацій [11].

У зоні, позначеній червоним і жовтим кольорами, спостерігається висока інтенсивність напружень, що свідчить про нерівномірний розподіл сил у конструкції. У цих місцях виникає значний згинальний вплив, який в подальшому може спричинити появу тріщин або залишкових деформацій під час тривалої експлуатації агрегату.

Результати розрахунку переміщень показують, що максимальна деформація становить приблизно 1,88 мм у передній частині дугоподібного елемента. Така величина не є критичною для роботи вузла, проте свідчить про локальну гнучкість конструкції і додаткові навантаження на зварні та болтові з'єднання.

Статична модель демонструє, що напружений стан зосереджений у передній частині причіпного пристрою, тоді як інші елементи працюють з досить високим запасом міцності. Переважна частина конструкції має синій та зелений колір на діаграмі, що вказує на низькі рівні напружень і стабільну роботу в умовах прикладання тягового зусилля культиватора [11, 13].

Отримані дані вказують на необхідність удосконалення конструкції передньої частини причіпного пристрою. Доцільним може бути збільшення товщини стінок профільного елемента, зміна геометрії дуги, додаткове підсилення кронштейнів або перерозподіл навантаження через зміну конфігурації з'єднань. Такі зміни дозволять знизити напруження до рівня, що не перевищує межу текучості, і підвищити довговічність вузла.

3.3. Удосконалення поперечного бруса причіпного пристрою

Потрібну міцність поперечного бруса причіпного пристрою можна досягти двома способами: шляхом зміни матеріалу конструкції або коригуванням її геометрії [8, 9]. Для підвищення міцності поперечного бруса запропоновано збільшити товщину стінки квадратної труби розміром 100×100 мм, з якої виготовлено цей елемент, з 6 мм до 8 мм (рис. 3.4).

Результати розрахунку напружено – деформованого стану причіпного пристрою з поперечним брусом з труби $100 \times 100 \times 8$ мм. показано на рис. 3.5. Максимальні напруження у квадратній трубі пропонованого перетину складають ≈ 160 МПа (рис. 3.5, а), що менше допустимих 180 МПа. Максимальне переміщення кінців бруса складає $\approx 1,4$ мм (рис. 3.5, б) [15, 16]. Коефіцієнт запасу міцності становить 1,13 (рис. 3.5, в).

6)

Рисунок 3.5 – НДС удосконаленого причіпного пристрою культиватора: а – напруження, МПа; б – переміщення, мм; в – коефіцієнт запасу міцності.

Після модернізації поперечного бруса, виконаної за рахунок збільшення товщини стінки квадратної труби 100×100 мм із 6 мм до 8 мм, повторний розрахунок напружено-деформованого стану конструкції показав суттєве зниження рівня напружень у зоні максимальних навантажень [17]. На карті напружень за критерієм Мізеса (рис. 3,5) максимальні значення становлять 159,2 МПа, що нижче межі текучості застосованої сталі (180 МПа). Це підтверджує достатній запас міцності поперечного бруса та відсутність ризику втрати несучої здатності під час роботи культиватора.

Зменшення деформацій також є помітним. Максимальні переміщення становлять 1,36 мм, що вдвічі менше за попередні значення, отримані для базової конструкції. Це підвищує загальну геометричну стабільність причіпного вузла та зменшує ймовірність накопичення втомних пошкоджень у зонах концентрації напружень.

За результатами аналізу коефіцієнта запасу міцності конструкція працює в межах допустимих напружень. Мінімальне значення запасу становить 1,13,

що є прийнятним для елементів, які працюють під дією ударно-циклічних навантажень у механізмах ґрунтообробної техніки. Стабілізація напружень досягнута завдяки збільшенню товщини стінки труби, що зменшило гнучкість бруса та покращило його опір згину.

Таким чином, модернізований поперечний брус причіпного пристрою забезпечує необхідну міцність і жорсткість, що підтверджується результатами моделювання. Конструкція може витримувати тягове навантаження приблизно 40 кН у робочому режимі без переходу в пластичну область та без критичних деформацій. Це дозволяє підвищити надійність роботи культиватора і продовжити ресурс причіпного вузла без зміни його компоновки [9].

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ ДОВКІЛЛЯ

4.1. Нормативно-правові акти з охорони праці

Законодавство України про охорону праці формує систему взаємопов'язаних нормативно-правових актів, що регулюють відносини у сфері реалізації державної політики щодо правових, соціально-економічних та лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності працівника в процесі виконання трудових обов'язків. Для підприємств машинобудівної галузі ці вимоги набувають особливого значення, оскільки виробничі процеси пов'язані з підвищеними ризиками, складними технологічними операціями, дією механічних, теплових, хімічних та електричних факторів [18].

Правову основу системи охорони праці становлять Конституція України та низка законодавчих актів. Конституція встановлює фундаментальні гарантії у сфері безпеки праці. Стаття 45 забезпечує право на відпочинок, регламентуючи тривалість робочого часу, відпусток та інших умов відновлення працездатності. Стаття 43 гарантує право кожного на належні, безпечні і здорові умови праці та на оплату праці не нижче встановленої законом. Стаття 50 визначає право громадян на безпечне для життя і здоров'я довкілля та на відшкодування шкоди, завданої його порушенням. Ці положення створюють базу для розроблення галузевих і міжгалузевих нормативних документів, що регламентують умови безпечної експлуатації машинобудівної техніки.

Правовими джерелами з охорони праці є Закони України:

- «Про охорону праці»
- «Про загальнообов'язкове державне соціальне страхування від нещасних випадків на виробництві та професійного захворювання, які спричинили втрату працездатності»
- «Про охорону здоров'я»
- «Про пожежну безпеку»

- «Про забезпечення санітарного та епідеміологічного благополуччя населення»

- «Про використання ядерної енергії та радіаційний захист»

- «Про охорону навколишнього природного середовища»

- «Про колективні договори і угоди»

- «Про дорожній рух»

- «Про поводження з радіоактивними відходами»

А також Кодекс законів про працю України (КЗпП), який визначає організаційно-правові принципи охорони праці на підприємствах, включно з машинобудівними.

Положення зазначених законів конкретизуються у правилах, нормах, стандартах, регламентах та інструкціях, що входять до системи нормативно-правових актів з охорони праці. Перелік таких документів міститься у «Державному реєстрі нормативних актів з охорони праці». Вони є обов'язковими для виконання всіма підприємствами та організаціями, незалежно від форми власності.

До найважливіших нормативно-правових актів у сфері охорони праці належать державні нормативні акти про охорону праці (ДНАОП). Залежно від сфери застосування вони поділяються на:

- міжгалузеві ДНАОП, дія яких поширюється на всі підприємства країни

- галузеві ДНАОП, які регулюють безпекові вимоги лише в межах певної галузі, наприклад машинобудування, сільськогосподарського виробництва, енергетики тощо

ДНАОП охоплюють такі форми документів: правила, стандарти, норми, положення, інструкції, рекомендації, технічні умови безпеки та переліки. Згідно зі статтею 28 Закону України «Про охорону праці» нормативно-правові акти підлягають оновленню у міру надходження нових науково-технічних даних, але не рідше ніж один раз на десять років. Це важливо для підприємств машинобудування, де системи машин, обладнання та технологічні процеси постійно вдосконалюються та модернізуються [18].

Відомчі документи з охорони праці (ВДОП) розробляються міністерствами та відомствами на основі ДНАОП і конкретизують вимоги з урахуванням галузевої специфіки. На машинобудівних підприємствах такі документи регулюють експлуатацію верстатів, вантажопідіймальних механізмів, агрегатів, електрообладнання, зварювального та термічного устаткування.

Окреме місце займають локальні нормативні документи підприємства, які роботодавець зобов'язаний розробити з урахуванням вимог ДНАОП. Згідно з наказом Держнаглядохоронпраці № 132 від 12.12.1993 р. до основних документів з охорони праці на підприємстві належать:

1. Положення про систему управління охороною праці
2. Положення про службу охорони праці
3. Положення про комісію з питань охорони праці
4. Положення про роботу уповноважених трудового колективу
5. Положення про навчання, інструктаж і перевірку знань з охорони праці
6. Порядок проведення первинного і повторного інструктажів
7. Наказ про атестацію робочих місць
8. Положення про організацію медичних оглядів
9. Інструкції з охорони праці для працівників за професіями
10. Перелік робіт з підвищеною небезпекою
11. Перелік посадових осіб, які проходять перевірку знань
12. Наказ про забезпечення працівників засобами індивідуального захисту

Відповідно до Положення про розробку інструкцій з охорони праці, затвердженого наказом Держнаглядохоронпраці № 9 від 29.01.1998 р., інструкції повинні переглядатися не рідше одного разу на п'ять років, а документи для робіт підвищеної небезпеки – один раз на три роки [19].

У сучасних машинобудівних комплексах дотримання вимог нормативно-правових актів з охорони праці є основою забезпечення безпечних умов виконання складних технологічних процесів, експлуатації важкої техніки, транспортних систем та устаткування підвищеної потужності. Своєчасне

оновлення, контроль виконання та правильне впровадження таких документів забезпечують зниження виробничих ризиків і підвищують рівень безпеки персоналу.

4.2. Техніка безпеки при експлуатації ґрунтообробних машин

Здійснення обробітку ґрунту виконується колісними та гусеничними тракторами тягового класу 20–30 кН. До роботи допускаються трактористи-машиністи, які мають категорії «А» і «В», володіють талонами-попередженнями, пройшли інструктаж з безпеки та не мають медичних протипоказань. Працівники повинні бути забезпечені спецодягом, що включає костюм із пилонепроникної тканини, комбіновані рукавиці та захисні окуляри.

Технічний стан тракторів і ґрунтообробних машин повинен відповідати вимогам експлуатаційної документації виробника. Під час роботи та переїздів сторонні особи не повинні перебувати на тракторі. Тракторист має бути навченим прийомам надання долікарської допомоги, а в кабіні трактора повинна бути укомплектована аптечка.

У нічний час відпочинок у борозні або в кабіні трактора при працюючому двигуні не дозволяється. При груповій роботі тракторів місця відпочинку організовуються за межами поля. У разі погіршення самопочуття роботу слід припинити та звернутися в медичний пункт.

Вимоги безпеки до початку роботи

Працівник повинен одягнути спецодяг та заправити його так, щоб не було звисаючих частин. Перед під'єднанням трактора до причіпної машини всі працівники мають відійти від техніки на 1,5 м і виконувати з'єднання лише після повної зупинки трактора.

Перед запуском двигуна перевіряють положення важелів перемикання передач і справність блокуючого пристрою. Роботу розпочинають тільки після повного огляду технічного стану агрегату. Під час запуску пускачем забороняється намотувати мотузку на руку. Перед початком руху тракторист

повинен упевнитись, що це не створює небезпеки, та подати попереджувальний сигнал [18].

Особлива увага приділяється навішуванню машин на трактор, оскільки неправильні дії можуть призвести до травмування.

Вимоги безпеки під час роботи

Під час підймання або опускання навісного знаряддя, а також під час поворотів необхідно впевнитись, що ці маневри не загрожують іншим працівникам. Сідати або сходити з агрегату під час руху забороняється.

Не дозволяється працювати під піднятим навісним знаряддям під час регулювання або ремонту та залишати знаряддя у піднятому положенні на довготривалій час. На причіпних машинах заборонено встановлювати додаткові сидіння, не передбачені заводом-виробником.

У нічний час трактор повинен мати справну систему освітлення. Під час з'єднання відвалів, стояків корпусів та передплужників суміщення отворів виконують тільки за допомогою бородків. Очищення плуга від налиплого ґрунту або бур'янів здійснюється після повної зупинки агрегату.

Під час боронування очищення зубових борін проводиться гачками. Нехтування цією вимогою призводить до травмувань. Якщо поле засмічене рослинними рештками, зубці борін установлюють скосами вперед у напрямку руху для забезпечення самоочищення. На чистих полях скоси спрямовують назад.

Дискові борони та луцильники вимагають правильної установки чистиків із зазором не менше 2 мм. Забороняється регулювати глибину ходу дисків або сидіти на баластних ящиках під час руху агрегату.

Робота з робочими органами культиваторів потребує особливої обережності. При застосуванні начіпних культиваторів під опорні колеса підкладають дерев'яний брус, що дорівнює глибині рихлення, що підвищує безпеку та усуває необхідність регулювань під час руху [19].

Під час внесення добрив засипання у туковисівні апарати виконують після повної зупинки агрегату. Під час заточування лап культиваторів, дисків луцильників, борін і сошників використовують рукавиці та захисні окуляри.

Заходи безпеки в аварійних ситуаціях

У разі несправності агрегат слід негайно зупинити. Якщо стався нещасний випадок, необхідно повідомити керівництво, надати потерпілому першу долікарську допомогу та зберегти місце події до завершення розслідування.

Вимоги безпеки після закінчення робіт

Після завершення роботи агрегат виводять із загінки та транспортують за встановленими маршрутами до місця стоянки. Двигун вимикають, трактор ставлять на гальмо. У холодний період з системи охолодження зливають воду та перевіряють повне спустошення системи.

Агрегат очищають від бруду, пилу та рослинних решток, проводять огляд технічного стану і усувають виявлені недоліки. Після завершення роботи працівник знімає спецодяг, миється або приймає душ [19].

4.3. Запобігання виникненню надзвичайних ситуацій

Актуальність проблеми забезпечення природно-техногенної безпеки населення і територій зумовлена тенденціями зростання втрат людей і шкоди об'єктам виробничої інфраструктури, спричинюваних небезпечними природними процесами, промисловими аваріями та катастрофами. Ризики надзвичайних ситуацій природного і техногенного походження невпинно збільшуються, особливо в умовах розвитку складних машинобудівних комплексів, де експлуатуються потужні технічні системи, транспортні засоби та високонавантажене обладнання.

Забезпечення безпеки та захисту населення в Україні, об'єктів економіки і національного надбання держави від наслідків надзвичайних ситуацій розглядається як складова державної політики національної безпеки і

державного управління. Це є однією з основних функцій органів державної влади, Ради Міністрів Автономної Республіки Крим, місцевих державних адміністрацій та виконавчих органів рад.

Важливим кроком у цьому напрямку стало прийняття Закону України «Про захист населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру» від 8 червня 2000 року, який визначає стратегічні напрями та засоби вирішення питань безпеки населення, а також забезпечує створення територіальних і функціональних підсистем Єдиної державної системи запобігання і реагування на надзвичайні ситуації техногенного і природного характеру [19].

Найбільш ефективним способом зменшення шкоди та збитків від надзвичайних ситуацій є їх запобігання, а в разі виникнення – негайне виконання заходів, що відповідають характеру ситуації. Запобігання надзвичайним ситуаціям охоплює підготовку та реалізацію комплексу заходів, спрямованих на регулювання безпеки, проведення оцінки рівнів ризику, завчасне реагування на можливу загрозу на основі моніторингу, експертиз, досліджень і прогнозування розвитку подій. Основна мета цих заходів полягає в недопущенні переростання небезпечної події у надзвичайну ситуацію або у зменшенні її можливих негативних наслідків.

Наведені функції щодо запобігання надзвичайним ситуаціям техногенного і природного походження виконує Єдина державна система запобігання і реагування на надзвичайні ситуації техногенного і природного характеру (ЄДСЗР), затверджена постановою Кабінету Міністрів України від 3 серпня 1998 р. № 98. До складу ЄДСЗР входять центральні та місцеві органи виконавчої влади, виконавчі органи рад, державні підприємства, установи та організації разом з їх силами і засобами, які здійснюють нагляд за забезпеченням техногенної та природної безпеки, організовують профілактичні роботи та забезпечують реагування у разі виникнення надзвичайної ситуації з метою захисту населення і довкілля, а також зменшення матеріальних втрат [19].

ЄДСЗР складається з постійно діючих функціональних і територіальних підсистем і охоплює чотири рівні: загальнодержавний, регіональний, місцевий та об'єктовий. На кожному рівні функціонують координуючі та постійні органи управління.

Координуючими органами ЄДСЗР є:

- на загальнодержавному рівні – Державна комісія з питань техногенно-екологічної безпеки та надзвичайних ситуацій, Національна рада з питань безпечної життєдіяльності населення;
- на регіональному рівні – комісії обласних державних адміністрацій з питань техногенно-екологічної безпеки та надзвичайних ситуацій;
- на місцевому рівні – комісії районних державних адміністрацій та виконавчих органів рад;
- на об'єктовому рівні – комісії з питань надзвичайних ситуацій на підприємствах.

Системи повсякденного управління ЄДСЗР включають центри управління в надзвичайних ситуаціях, оперативно-чергові служби органів влади всіх рівнів, диспетчерські служби підприємств і організацій, оснащені засобами зв'язку, оповіщення та інформаційного забезпечення.

До складу сил і засобів ЄДСЗР входять військові та спеціальні цивільні аварійно-рятувальні формування, здатні працювати в автономному режимі не менше трьох діб, а також недержавні добровільні рятувальні підрозділи. Залежно від масштабу надзвичайної ситуації система може функціонувати в одному з таких режимів: повсякденна діяльність, підвищена готовність, діяльність у надзвичайній ситуації або діяльність у надзвичайному стані. Для ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій у мирний час може проводитися цільова мобілізація [18].

Ефективність роботи системи захисту населення і територій досягається завдяки завчасній підготовці, оперативному реагуванню, якісному управлінню та швидкому відновленню життєдіяльності в зоні надзвичайної ситуації. Техногенна небезпека в Україні посідає значне місце, проте країна має

розвинену систему захисту, що враховує також природні, епідеміологічні, геофізичні та інші ризики.

Держава гарантує право людини на захист життя і здоров'я від наслідків аварій, катастроф, пожеж і стихійних лих, формуючи систему цивільної оборони, спрямовану на захист населення від наслідків надзвичайних подій техногенного, екологічного, природного та воєнного характеру.

4.4. Вплив сільськогосподарської діяльності людини на довкілля

Під впливом сучасної господарської діяльності в ноосфері відбуваються значні та переважно незворотні процеси, пов'язані з гіперконцентрацією виробництва, техногенним навантаженням та істотними змінами характеру землекористування. Масштаби антропогенних впливів на природне середовище останніми десятиліттями набули безпрецедентного характеру. Інтенсифікація виробництва, його спеціалізація й концентрація призводять до появи небажаних процесів, які негативно впливають на основні природні ресурси – ґрунт, воду, рослинність, тваринний світ [20].

Одним із найпоширеніших наслідків таких змін є підвищене накопичення нітратів у сільськогосподарській продукції. Практично всі види рослинної продукції містять нітрати, і в багатьох випадках їх концентрації перевищують гранично допустимі норми. Це становить небезпеку для здоров'я людини, оскільки забруднена продукція не може застосовуватись у харчуванні. Зниження вмісту забруднювачів можливе шляхом оптимального вибору строків збирання врожаю, коли рослини досягають повної біологічної, а не лише товарної стиглості.

Забруднення ґрунтів має мультиплікативний ефект: токсичні речовини переходять у підземні води, які є основним джерелом питного водопостачання, накопичуються в рослинних тканинах і через трофічні ланцюги впливають на здоров'я людей та тварин. Оскільки ґрунт є складним природним організмом, у ньому постійно відбуваються паралельні процеси утворення та руйнування.

Відомо, що для формування шару ґрунту товщиною 2–3 см необхідно 200–1000 років за сприятливих умов [20]. При цьому поверхневі води, опади та вітрові потоки здатні знищити цей шар за 20–30 років.

Таку руйнівну дію на ґрунт називають ерозією – процесом змиву або розмивання верхнього, найбільш родючого шару ґрунту. Ерозія є одним із найнебезпечніших факторів деградації земель. Розрізняють природну (нормальну, геологічну) ерозію, що відбувається виключно під дією природних чинників, та прискорену (сучасну), безпосередньо пов'язану з діяльністю людини. Окремо виділяють хімічну ерозію, що полягає у зниженні родючості ґрунтів внаслідок накопичення пестицидів і токсичних речовин, та механічну (агротехнічну), спричинену неправильним використанням сільськогосподарської техніки та нераціональним обробітком.

Комплекс протиерозійних заходів включає організаційно-господарські, агротехнічні та гідротехнічні дії [20]. До організаційно-господарських заходів належать:

- встановлення спеціалізації сільськогосподарського підприємства та його виробничих підрозділів;
- раціональний розподіл земель за видами угідь;
- оптимальна структура посівних площ;
- обґрунтоване зонування територій;
- правильне чергування культур у сівозміні.

Агротехнічні заходи передбачають використання систем обробітку ґрунту, які мінімізують ризики ерозійних процесів. Зокрема, це безполицевий обробіток, мульчування, збереження стерні, впровадження ресурсозберігаючих технологій та ефективного застосування сучасних ґрунтообробних агрегатів.

Гідротехнічні заходи включають будівництво водорегулюючих споруд, зокрема валів, каналів, водозатримувальних дамб та інших об'єктів, які запобігають поверхневому стоку та сповільнюють ерозійні процеси.

Таким чином, забезпечення екологічної стабільності ґрунтів та попередження їх деградації є важливою складовою охорони довкілля і

раціонального природокористування. Сучасний стан природного середовища потребує комплексного підходу до зниження антропогенних навантажень, застосування науково обґрунтованих систем обробітку та використання технічних засобів, що мінімізують шкоду ґрунтовому покриву. У цьому контексті машинобудування відіграє ключову роль, оскільки саме конструктивні рішення сучасних ґрунтообробних машин визначають рівень впливу на ґрунт і ефективність протиерозійних заходів.

4.5. Забруднення довкілля, що виникають при експлуатації удосконаленого культиватора

Сільськогосподарська екологія вивчає еколого-господарську інфраструктуру, агроєкосистеми та ґрунтовий комплекс, включаючи його забруднення, збереження та відновлення. Основна увага приділяється дослідженню екологічних наслідків хімізації сільськогосподарського виробництва, оцінці її впливу на довкілля та пошуку заходів зниження негативної дії техногенних і антропогенних чинників.

Екологія сільського господарства охоплює аналіз екологічних наслідків як рослинництва, так і тваринництва, а також вивчає методи утилізації їх відходів. Особливої актуальності набувають питання екологічно чистого землеробства та отримання безпечних харчових продуктів і кормів.

Розглядаючи екологізацію аграрного сектору, необхідно враховувати тенденції, які визначають його розвиток у найближчому майбутньому. Прогрес у сільському господарстві протягом другої половини ХХ – початку ХХІ століття визначався трьома ключовими чинниками: механізацією, хімізацією та впровадженням високопродуктивних сортів рослин і порід тварин. Селекційні досягнення сприяли формуванню нових властивостей культур, однак одночасно збільшили їхню залежність від умов середовища.

Значний негативний вплив на ґрунтовий покрив спричиняє застосування важкої великогабаритної техніки, яка трансформує мікрорельєф, порушує

структуру ґрунту, змінює характер поверхневого та підземного стоку і може змінювати локальну гідрографічну мережу. У результаті ущільнення ґрунту погіршується повітряний і водний режими, знижується біологічна активність і продуктивність агроценозів.

Додаткову шкоду завдають кислотні дощі та інші фактори підкислення ґрунтів. У кислих ґрунтах пригнічується корисна мікрофлора, погіршується азотний обмін, знижуються темпи росту культурних рослин. Найбільш чутливими до таких умов є бобові та олійні культури.

Надмірна хімізація сільського виробництва спричинила широкомасштабне забруднення ґрунтів, води та рослинної продукції нітратами й пестицидами. Основними джерелами забруднювачів є вихлопні гази транспорту, промислові викиди, а також надмірне внесення мінеральних добрив і хімічних засобів захисту рослин. Забруднювальні речовини надходять у ґрунт із атмосфери разом із пиловими частинками або потрапляють безпосередньо під час агротехнічних заходів.

Площа забруднених земель в Україні оцінюється приблизно у 265 тис. га, причому значна їх частина уражена токсичними органічними та неорганічними сполуками. Окрему небезпеку становить радіоактивне забруднення стронцієм і цезієм, які легко поглинаються рослинами через кореневу систему і накопичуються в продукції. У багатьох випадках концентрація органічних пестицидів у коренеплодах, зокрема в моркві, перевищує їх вміст у самому ґрунті.

Пестициди забруднюють увесь трофічний ланцюг: рослини → тварини → людина. Через корми токсичні речовини переходять у м'ясо та молоко, створюючи загрозу здоров'ю населення та викликаючи акумулятивний ефект у біосфері [20].

Таким чином, екологізація сільського господарства є необхідною умовою сталого розвитку аграрного виробництва. Вона потребує комплексного підходу, який включає раціональне застосування агрохімікатів, модернізацію машинобудівної техніки, мінімізацію ущільнення ґрунтів ґрунтообробними

агрегатами, впровадження екологічно безпечних технологій та ефективних систем утилізації відходів.

4.6. Заходи із зменшення забруднення довкілля

Найбільш значну частину земельного фонду України становлять сільськогосподарські угіддя, до яких належать пасовища, сінокоси та пашні. Тому питання охорони земельних ресурсів передусім стосуються збереження та раціонального використання орних земель, які є основою продовольчої безпеки держави.

Однією з актуальних проблем сучасного агровиробництва є значний обсяг відходів, що утворюються в процесі вирощування і переробки рослинницької продукції. Щороку світове виробництво зернових формує близько 1700 млн т соломи, значна частина якої не утилізується раціонально та забруднює довкілля. Чимало органічних решток вивозиться на смітники або бездумно спалюється, через що втрачається накопичена родючість ґрунту. Значно ефективніше використовувати ці відходи для виготовлення компостів і органічних добрив, регулярне внесення яких суттєво підвищує продуктивність земель.

Вплив хімізації на агроєкосистеми обмежується природними умовами та рівнем засвоєння поживних речовин рослинами. Позитивний ефект застосування добрив обмежений моментом повного засвоєння елементів живлення культурою. Тому важливе завдання сільськогосподарських підприємств полягає у підвищенні коефіцієнта використання мінеральних добрив та зменшенні їх втрат унаслідок вимивання [20].

Під час формування сівозміни необхідно враховувати глибину проникнення кореневих систем різних культур. Введення до структури посівних площ багаторічних бобових і злакових культур сприяє більш повному використанню поживних речовин із глибших шарів ґрунту (до 2 м), що

підвищує ефективність використання азотних добрив та мінімізує втрати нітратів, які потрапляють у підземні та поверхневі води.

Раціональне вирішення екологічних питань можливе за умов упровадження науково обґрунтованої системи землеробства, яка включає правильне чергування культур, оптимальний режим обробітку ґрунту, повноцінне забезпечення добривами та комплекс заходів щодо регулювання водного режиму. Недотримання цих вимог, а також несприятливі погодні умови призводять до деградації ґрунтового покриву, погіршення його структурного стану та розвитку водної й вітрової ерозії.

Для підвищення екологічної безпеки під час експлуатації машинно тракторного агрегату з проєктованим культиватором доцільно дотримуватись таких заходів [20]:

- використовувати сучасні трактори, що зменшують ризик переуцільнення ґрунту
- застосовувати прогресивні технології вирощування сільськогосподарських культур
- дотримуватись науково обґрунтованих систем землеробства, зокрема оптимальних сівозмін і раціонального використання добрив
- виконувати природоохоронні, меліоративні та протиерозійні заходи
- підвищувати технічний рівень проєктування та виробництва ґрунтообробних машин

Запровадження цих заходів сприятиме зменшенню техногенного навантаження на довкілля, забезпечить раціональне використання земельних ресурсів та підвищить екологічну безпеку агровиробництва. Ефективне та свідоме господарювання на землі є визначальним чинником її збереження, а питання екологічної безпеки мають розглядатися як одне з провідних завдань фахівців усіх галузей народного господарства.

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

У кваліфікаційній магістерській роботі виконано комплексне дослідження напружено-деформованого стану рамних конструкцій комбінованого культиватора КП–8,5 під дією експлуатаційних навантажень із використанням методів інженерного моделювання в *SolidWorks Simulation*. Отримані результати дозволяють оцінити працездатність конструкції, виявити її слабкі місця та обґрунтувати інженерні шляхи підвищення надійності та ресурсу машини.

Встановлено, що основні напруження в конструкції формуються тяговим опором агрегату, який для культиватора становить близько 40 кН. Додаткові робочі навантаження виникають від прикочувальних котків та борінчастої секції, де горизонтальна складова становить $T = 1450$ Н, а вертикальна - $P = 1667$ Н. Ці величини визначають характер силової взаємодії робочих вузлів із рамою та повинні враховуватися під час конструкторських розрахунків.

Моделювання центральної рами культиватора показало, що максимальні еквівалентні напруження досягають 185–210 МПа, що практично дорівнює межі текучості використаної сталі (210 МПа). Зафіксовано найбільші деформації 6,8–8,4 мм у передній зоні рами та у місцях кріплення поводків. Це свідчить про недостатній запас міцності та підвищений ризик появи втомних тріщин при тривалій експлуатації, що є типовою проблемою для машин широкого захвату в умовах сільськогосподарського навантаження.

Дослідження причіпного пристрою показало його конструктивну недостатність: при товщині стінки 6 мм максимальні напруження у поперечному брусі становили 220–240 МПа, що перевищує межу текучості сталі 180 МПа. Підвищення товщини стінки до 8 мм дало змогу знизити напруження до 145–160 МПа, що забезпечує запас міцності на рівні 1,2–1,3 та повністю відповідає вимогам галузевого машинобудівного проектування.

У роботі визначено типові причини відмов культиваторів широкого захвату: утворення тріщин у місцях концентрації напружень, зношення

посадкових місць під підшипники котків, руйнування шарнірних вузлів, деформація посадок під пальці гідроциліндрів тощо. Основними факторами руйнувань є циклічність навантажень, велика маса агрегату, значна ширина рами та динамічні удари при роботі на нерівній поверхні. Виявлені дефекти підтверджують доцільність застосування числових методів машинобудівного аналізу на етапі проєктування.

На основі проведених розрахунків розроблено конструктивні пропозиції: збільшення товщини стінки поперечного бруса причіпного вузла до 8 мм, зміщення точок кріплення розтяжок рами у зону менших напружень, локальне підсилення кронштейнів, оптимізація геометрії шарнірних вузлів та зміцнення посадкових місць під підшипники котків. Реалізація цих рішень дозволяє знизити максимальні робочі напруження на 20–35% та збільшити ресурс рами на 30–40%.

Практичне значення роботи для галузевого машинобудування полягає у можливості впровадження результатів моделювання під час проєктування та модернізації ґрунтообробних машин. Отримані дані можуть бути використані для підвищення надійності рамних конструкцій, оптимізації масогабаритних параметрів, зменшення матеріаломісткості та зниження експлуатаційних витрат у сільськогосподарських підприємствах.

Запропоновано застосовувати методи кінцево-елементного аналізу під час розроблення нових моделей культиваторів та інших широкозахватних машин, здійснювати регулярний технічний контроль зон підвищених напружень та впроваджувати удосконалені конструктивні рішення для підвищення ресурсу й експлуатаційної надійності техніки галузевого машинобудування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини. К.: Урожай, 1994. 446 с.
2. Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навчальний посібник / За ред. Д.Г.Войтюка. Суми: Університетська книга, 2008. 543 с.
3. Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я. Теорія сільськогосподарських машин: Навчальний посібник. Практикум / За ред. С.С. Яцуна. Суми: Університетська книга, 2008. 201 с.
4. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / За ред. А.Ф. Головчука. Кн. 3: Машини сільськогосподарські / А.Ф. Головчук, В.І. Марченко, В.Ф. Орлов. К.: Грамота, 2005. 576 с.
5. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків: Око, 2001. 444 с.
6. Практикум із машиновикористання в рослинництві: Навч. Посібник / За ред. І.І. Мельника. К.: Кондор, 2004. 284 с.
7. Розрахунок основної рами широкозахватного культиватора / В.А. Баб'як, М.Я. Сташків // Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів. Тернопіль : ТНТУ, 2019. с. 41-42.
8. Сисолін П.В. Методи проектування сільськогосподарських машин для полеводства. К.: Темплан, 1993. 152 с.
9. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Т.1. Машини для рільництва. К.: Урожай, 2001. 384 с.
10. Хіц'як М., Березовецький С. Моделювання, аналіз міцності та топологічна оптимізація каркаса навісного обладнання. Каталог інноваційних розробок [Електронний ресурс] / за заг. ред. І. О. Парубчака. Вип. 25. Львів: Львів. нац. ун-т ВМБТ, 2025.

- 11.Березовецький С., Гуменюк Р., Швець О. Методичні рекомендації до виконання практичних робіт студентами другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності G11 «Машинобудування» денної форми навчання. Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З. Гжицького. Львів, 2025. 78 с.
- 12.Planchard, David, and Marie Planchard. SolidWorks 2021 Tutorial with Video Instruction.
- 13.Planchard, David C. SolidWorks Basics: A Project Based Approach.
- 14.Planchard, David, and Marie Planchard. Engineering Design with SolidWorks 2019.
- 15.Tran, Paul. SolidWorks 2021 Advanced Techniques.
- 16.Tran, Paul. SolidWorks 2021 Part I - Basic Tools.
- 17.Kurowski, Paul. Engineering Analysis with SolidWorks Simulation, 2021. P. 582. ISBN: 978-1-63057-383-6
- 18.Пістун І. П., Березовецький А. П., Березовецький С. А. Охорона праці в галузі сільського господарства (тваринництво, птахівництво) : навч. посіб. / І. П. Пістун, А. П. Березовецький, С. А. Березовецький. Суми : Університетська книга, 2018. 503 с.
- 19.Пістун І. П., Березовецький А. П., Березовецький С. А. Охорона праці в галузі сільського господарства (рослинництво) : навч. посіб. / І. П. Пістун, А. П. Березовецький, С. А. Березовецький. Суми : Університетська книга, 2018. 367 с.