

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

Допущено до захисту
“ ____ ” _____ 20 ____ р.
Зав. кафедри д.т.н., професор
(науковий ступінь, вчене звання)
Володимир ДІДУР
(підпис) (ініціали, прізвище)

ДИПЛОМНА РОБОТА
магістр
(освітній рівень)

тема роботи «ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ
КОНСТРУКЦІЇ ВДОСКОНАЛЕНОГО ПРИВОДУ РОЗКИДАЧА
МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ»

Виконав: студент 2 курсу, групи 22 м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності Н7
«Агроінженерія»
Сергій ТРОХИМЕНКО
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Іван ЛІСОВИЙ.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2025 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра агроінженерії

Освітня програма _____ магістр _____

Спеціальність _____ Н7 «Агроінженерія» _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Володимир ДІДУР

“ _____ ” _____ 20 ____ р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ**

студенту _____ Трохименку Сергію Володимировичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Підвищення ефективності та дослідження конструкції
вдосконаленого приводу розкидача мінеральних добрив»

керівник роботи _____ Іван ЛІСОВИЙ, к.т.н., доцент _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____

2. Строк подання студентом роботи _____ 20.11.2025 р. _____

3. Вихідні дані до роботи: навчальна, наукова та періодична література за темою
роботи;

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

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

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Едуард Прокопенко, доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Іван ЛІСОВИЙ, доцент		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка

Студент_____
(підпис)**Сергій ТРОХИМЕНКО**

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи_____
(підпис)**Іван ЛІСОВИЙ**

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	6
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ, ЕФЕКТИВНОСТІ ТА КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ У СФЕРІ ВИСОКОТОЧНОГО ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ	8
1.1. Доцільність та актуальні завдання точного землеробства (Precision Farming) у сфері внесення добрив, що обґрунтовують необхідність вдосконалення приводу	8
1.2. Огляд конструкцій відцентрових розкидачів та чинників, що впливають на якість розподілу	9
1.3 Аналіз систем приводу робочих органів розкидачів та обґрунтування вибору гідравлічного приводу	11
1.4 Математичне моделювання та методи адаптивного керування для високоточних приводів розкидачів	13
Висновки і задачі	16
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ВИСОКОТОЧНОГО РОЗКИДАЧА ДОБРИВ	17
2.1. Аналіз існуючих гідравлічних схем та вибір раціональної конфігурації приводу розподільних дисків	17
2.2. Розробка розрахункової схеми та математичної моделі гідроприводу як об'єкта керування	19
2.3. Дослідження динамічних характеристик та параметрів перехідних процесів у гідроприводі	21
2.4. Формулювання критеріїв оптимізації параметрів гідроприводу для підвищення точності та енергоефективності	23
Висновки до розділу	25
РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ ТА ЧИСЛОВИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВДОСКОНАЛЕНОГО ГІДРОПРИВОДУ ДЛЯ VRF-ТЕХНОЛОГІЙ	26
3.1 Аналіз конструктивних та експлуатаційних параметрів прототипу розкидача як об'єкта модернізації	26
3.2. Розробка конструктивної та функціональної схеми вдосконаленого гідроприводу	27
3.3. Визначення та числовий розрахунок параметрів математичної моделі вдосконаленого приводу	29

3.4. Комп'ютерне моделювання та числове дослідження динамічних характеристик приводу	31
3.5. Обґрунтування оптимальних параметрів керуючого елемента для досягнення критеріїв оптимізації	33
Висновки до розділу	35
РОЗДІЛ 4. ГАРАНТУВАННЯ БЕЗПЕКИ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОТОЧНОГО ГІДРОПРИВІДНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ VRF-ВНЕСЕННЯ	36
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що виникають при експлуатації гідропривідного розкидача	36
4.2 Основні організаційно-технічні заходи для безпеки та санітарно-гігієнічних умов праці	37
4.3 Логіко-структурна схема моделювання ризиків травматизму при експлуатації гідропривідного розкидача	39
Висновки до розділу	40
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБґРУНТУВАННЯ РЕНТАБЕЛЬНОСТІ ТА РЕСУРСНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИСОКОТОЧНОГО ГІДРОПРИВІДНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ VRF-ВНЕСЕННЯ	41
5.1. Розрахунок капітальних інвестицій у модернізацію гідропривідного комплексу	41
5.2 Визначення річного економічного ефекту від впровадження VRF-технології	41
5.3. Обґрунтування терміну окупності проєкту	42
Висновки до розділу	43
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	44
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	45
ДОДАТКИ	50

РЕФЕРАТ

В роботі Сергія ТРОХИМЕНКА проведено комплексне дослідження, розробку та економічне обґрунтування впровадження високоточного гідропривідного комплексу для диференційованого внесення мінеральних добрив.

Розділ 1 обґрунтовує актуальність переходу до VRF-технологій у рамках точного землеробства [7] та формулює мету: розробка і ТЕО високоточного гідроприводу. Розділ 2 присвячений теоретичному дослідженню: розроблено математичну модель динаміки об'ємного гідроприводу та доведено, що для забезпечення необхідної швидкодії потрібен високий робочий тиск ($\leq 20 \text{ МПа}$) [20]. У Розділі 3 запропоновано нову конструктивну схему гідропривідного комплексу, а числове дослідження підтвердило його підвищену швидкодію. Розділ 4 охоплює аналіз операційної безпеки [19]: ідентифіковано специфічні ризики (гідравлічний ризик — ін'єкційна травма від високого тиску [20], механічний ризик від високої швидкості обертання $\leq 1000 \text{ об/хв}$ [25], хімічний ризик від пилу добрив [8]). Розроблено організаційно-технічні заходи, включаючи використання блокувальних систем [6] та спеціалізованих ЗІЗ [16]. Розділ 5 містить техніко-економічне обґрунтування (ТЕО), яке підтвердило високу рентабельність проєкту. Встановлено, що економічний ефект від приросту врожайності та економії добрив [7], [8] забезпечує мінімальний термін окупності капітальних інвестицій.

Ключові слова: ТОЧНЕ ЗЕМЛЕРОБСТВО; VRF-ВНЕСЕННЯ; ГІДРОПРИВІД; ДИНАМІЧНА ТОЧНІСТЬ; МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ; ОХОРОНА ПРАЦІ; ІН'ЄКЦІЙНА ТРАВМА; ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ; ТЕРМІН ОКУПНОСТІ.

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасний вектор розвитку агропромислового комплексу нерозривно пов'язаний із принципами точного землеробства (Precision Agriculture), ключовим елементом якого є диференційоване внесення добрив (VRF). Необхідність підвищення ресурсної ефективності та мінімізації екологічного навантаження [7] вимагає від сільськогосподарської техніки абсолютно нової якості — високої динамічної точності керування робочими органами. Існуючі механічні та низькоточні гідравлічні приводи не здатні забезпечити оперативне регулювання норми внесення відповідно до електронних карт-завдань, що призводить до високої варіативності дозування [10]. Для усунення цього технологічного обмеження необхідна розробка високошвидкісного гідропривідного комплексу, який здатен функціонувати в умовах підвищеного робочого тиску (до 20 МПа) для забезпечення високої динамічної точності регулювання [20]. Це обумовлює актуальність науково-технічного обґрунтування, розробки та економічної оцінки такого комплексу.

Мета роботи. Розробка конструктивно-динамічних рішень, забезпечення безпеки експлуатації та техніко-економічне обґрунтування впровадження високоточного гідропривідного комплексу для розкидача мінеральних добрив, що забезпечує підвищену ефективність та безпеку роботи в режимі VRF-внесення.

Об'єкт дослідження. Динамічний процес керування швидкістю обертання робочих органів (розкидаючих дисків) машини для внесення мінеральних добрив в умовах диференційованого режиму (VRF).

Предмет дослідження. Конструктивно-кінематична схема та динамічна математична модель високоточного гідроприводу, а також методичні підходи до забезпечення його операційної безпеки [19] та параметри економічної ефективності [8].

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ, ЕФЕКТИВНОСТІ ТА КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ У СФЕРІ ВИСОКОТОЧНОГО ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ

1.1. Доцільність та актуальні завдання точного землеробства (Precision Farming) у сфері внесення добрив, що обґрунтовують необхідність вдосконалення приводу

Перехід сільськогосподарського виробництва до принципів точного землеробства (Precision Farming, PF) є стратегічно доцільним і незворотнім процесом, викликаним необхідністю гармонізувати економічні інтереси господарств з посиленням екологічних вимог [23, 1]. Центральною технологією PF є диференційоване внесення добрив (Variable Rate Fertilization, VRF), яке має на меті оптимізацію дозування поживних речовин відповідно до просторової мінливості потреб культури та властивостей ґрунту [9, 21].

Доцільність такого підходу підтверджується тим, що нерівномірне внесення мінеральних добрив, характерне для традиційних технологій, не лише знижує агрономічну ефективність та якість продукції, а й призводить до значних економічних втрат через нераціональне використання ресурсів [1, 17]. Таким чином, впровадження високоточних автоматизованих інформаційних технологій, що базуються на використанні GNSS-навігації, є актуальною передумовою для підвищення ефективності використання машинно-тракторного агрегату (МТА) [8, 16].

На основі вимог точного землеробства формуються актуальні завдання до механічних систем розкидачів мінеральних добрив, які безпосередньо стосуються дослідження конструкції приводу:

Забезпечення високої точності та стабільності в динамічних режимах VRF. Це завдання включає дослідження процесів аплікації в багатопрохідних режимах перекриття (Multi-pass Overlapping), де нерівномірність розкидання залишається ключовим фактором, що обмежує застосування відцентрових розкидачів [23]. Необхідно розробляти машини для вирощування конкретних культур (наприклад,

кукурудзи, озимої пшениці) з детальною розробкою технологічного процесу внесення добрив, що вимагає високоточних механізмів [4, 15].

Удосконалення конструкцій робочих та дозуючих органів для VRF. Для забезпечення оптимальної продуктивності потрібно оцінювати вплив конструкційних параметрів диска дозатора [2] та розробляти пристрої рівномірної подачі [3], а також обґрунтувати конструктивні особливості відцентрового робочого органа [10, 12].

Підвищення енергетичної та експлуатаційної ефективності. Досягнення оптимальних режимних параметрів роботи комбінованих розкидачів [11] та зниження енергетичних витрат [8] неможливе без точного контролю швидкості та моменту на робочих органах.

Виконання цих завдань прямо залежить від якості та швидкодії системи приводу. Існуючі дослідження підтверджують необхідність адаптивного керування приводом, зокрема за допомогою електричних приводів [13], проте саме гідравлічний привід (гідропривід) розглядається як надійне рішення для забезпечення високої потужності та гнучкості керування [20]. Таким чином, обґрунтування необхідності вдосконалення гідроприводу розкидача впливає з критичної потреби у підвищенні динамічної точності, що є обов'язковою умовою для успішної реалізації технологій точного землеробства [5, 25].

1.2. Огляд конструкцій відцентрових розкидачів та чинників, що впливають на якість розподілу

Відцентрові розкидачі мінеральних добрив (РМД) залишаються найпоширенішим типом машин завдяки їхній простоті конструкції, високій продуктивності та значній ширині захвату [23, 16]. Якість їхньої роботи – а саме рівномірність поперечного розподілу – є критичним фактором, що визначає кінцевий агрономічний та економічний ефект [9, 1].

Конструктивні особливості та робочі органи

Основу конструкції РМД відцентрового типу складають:

Бункер (ємність) для зберігання добрив.

Дозуючий апарат (живильник) – механізм, що регулює норму подачі добрива з бункера на розподільні диски [2, 3].

Розподільні диски (робочі органи) – один або два диски, які швидко обертаються, оснащені лопатками (лопатами) і призначені для надання частинкам добрива необхідної швидкості та напрямку для формування зони розкидання [10, 14, 12].

Основні дослідження зосереджені на вдосконаленні саме розподільних дисків. Обґрунтування їхніх конструктивних особливостей (форми, розмірів, кількості та кута встановлення лопаток) є необхідним для підвищення рівномірності та мінімізації втрат [10, 12, 25]. Сучасні тенденції включають розробку комбінованих розкидачів з оптимізованими режимними параметрами роботи [11].

Чинники, що впливають на якість розподілу

Якість розподілу добрив – коефіцієнт варіації поперечної нерівномірності – залежить від цілого комплексу взаємопов'язаних чинників, які можна розділити на три групи:

Фізико-механічні властивості добрив (технологічні чинники):

Гранулометричний склад (розмір, форма гранул).

Насипна щільність та вологість.

Коефіцієнт тертя (пружно-пластичні властивості) гранул.

Ці характеристики визначають траєкторію руху частинок, їхню швидкість на виході з лопатки та впливають на стабільність подачі [24].

Конструктивні та налагоджувальні параметри машини:

Геометрія та кути встановлення лопаток на диску [10, 14].

Висота розташування дисків над поверхнею ґрунту.

Наявність та ефективність пристрою рівномірної подачі з бункера [3, 24].

Конструкція диска-дозатора, яка впливає на продуктивність та рівномірність потоку [2].

Експлуатаційні та кінематичні чинники (ключові для приводу):

Швидкість обертання розподільних дисків (частота обертання).

Швидкість руху агрегату (робоча швидкість).

Положення точки падіння добрива на диск.

Динамічні умови роботи (вібрації, коливання, зміна зовнішнього навантаження) [9].

Необхідність реалізації технології VRF вимагає динамічної зміни швидкості обертання дисків для корекції ширини захвату та норми внесення [23]. Будь-які нестабільності обертання розподільних дисків, викликані зовнішніми збуреннями або недостатньою швидкодією приводу, прямо погіршують рівномірність [5].

Це акцентує увагу на приводі робочих органів [5] як на ключовому вузлі, що повинен забезпечувати точне, швидке та стабільне керування обертанням для досягнення високої якості розподілу в умовах точного землеробства [22].

1.3. Аналіз систем приводу робочих органів розкидачів та обґрунтування вибору гідравлічного приводу

Зростаючі вимоги точного землеробства (PF) до динамічної точності внесення добрив, зокрема в режимі Variable Rate Fertilization (VRF), змінили підходи до конструювання систем приводу робочих органів відцентрових розкидачів [23]. Традиційний механічний привід від валу відбору потужності (ВВП) трактора, хоч і надійний, є нерегульованим, що робить його непридатним для швидкої та точної зміни норми внесення і ширини захвату [25].

Сучасні високоточні агрегати використовують приводи з можливістю безступінчастого регулювання швидкості, серед яких домінують електричні та гідравлічні системи.

Електричний та гідравлічний приводи: Порівняння

Електричні приводи (ЕМП), часто застосовувані в дозуючих апаратах сівалок або аплікаторах з низькою потужністю [13], забезпечують високу точність регулювання та легкість інтеграції в цифрові системи керування. Проте

для потужних відцентрових розкидачів з великою шириною захвату та високими швидкостями обертання дисків ЕМП стикаються з проблемою обмеженої питомої потужності. Забезпечення необхідного крутного моменту та швидкості вимагає встановлення дорогих і громіздких електродвигунів та складних систем охолодження.

Натомість, гідравлічний привід (ГП) є ідеально пристосованим для вирішення цієї проблеми. Головною його перевагою є висока питома потужність [1], що дозволяє генерувати значний крутний момент при компактних розмірах гідромотора [20]. Це життєво важливо для надійної роботи великих розподільних дисків [5], особливо при внесенні важких мінеральних добрив.

Обґрунтування вибору гідроприводу

Вибір гідравлічної системи для вдосконаленого приводу розкидача обґрунтовується такими факторами:

Потужність та компактність: Гідропривід ефективно використовує потужність гідросистеми трактора, забезпечуючи необхідну енергію для приводу робочих органів з мінімальним збільшенням маси та габаритів агрегату [1, 17].

Безступінчасте регулювання: Гідравлічні системи дозволяють реалізувати плавне безступінчасте регулювання швидкості обертання розподільних дисків. Це забезпечує необхідну гнучкість і швидкість реакції системи керування на зміни норми внесення, задані електронною картою (VRF) [22].

Стійкість до зовнішніх збурень: ГП відрізняється високою жорсткістю та здатністю підтримувати задану швидкість обертання дисків навіть при раптовій зміні навантаження, яке виникає через нерівномірну подачу добрив чи їхні неоднорідні фізичні властивості. Підтримка стабільності обертання є прямою умовою для досягнення високої рівномірності розподілу [17].

Таким чином, гідравлічний привід є найбільш технологічним і економічно доцільним рішенням для модернізації потужних відцентрових розкидачів [5, 20]. Можливість розробки математичної моделі гідроприводу [20] відкриває шлях до застосування передових методів керування, подібних до тих, що

використовуються в електричних системах [13], з метою підвищення його динамічної точності та загальної ефективності внесення добрив.

1.4. Математичне моделювання та методи адаптивного керування для високоточних приводів розкидачів

Для забезпечення вимог точного землеробства (PF), зокрема високої швидкодії та стабільності приводу в умовах динамічної зміни норми внесення (VRF), ключовим етапом є математичне моделювання приводу та впровадження методів адаптивного керування [23, 13].

Роль математичного моделювання

Розробка математичної моделі є необхідною основою для аналізу функціональності, оптимізації конструктивних параметрів та синтезу ефективної системи керування [20]. У контексті гідравлічного приводу (гідроприводу), який був обґрунтований у попередньому розділі, моделювання вирішує такі завдання:

Визначення статичних та динамічних характеристик ГП: Модель дозволяє описати залежність швидкості обертання розподільних дисків (робочого органу) від керуючого впливу та параметрів навантаження [20].

Обґрунтування режимних параметрів: Моделювання допомагає визначити оптимальні конструктивні параметри робочого органу та режимні параметри роботи системи, що мінімізують енерговитрати та підвищують якість розподілу [11, 24].

Імітація зовнішніх збурень: Модель дає змогу імітувати вплив нерівномірності подачі добрив, зміни в'язкості робочої рідини та інших чинників, що є критичними для надійності приводу [13].

Методи адаптивного керування та їхня необхідність

Навіть після оптимізації конструкції, привід працює в умовах невизначеності — змінних параметрів ґрунту, неоднорідності добрив, зовнішніх навантажень та тертя, які погіршують точність керування [13, 22]. Для

нейтралізації цих збурень застосовуються методи адаптивного та високоточного керування:

Синтез системи керування зі зворотним зв'язком (Feedback Control): Сучасні системи повинні забезпечувати точне регулювання витрати (поток) добрива, що вимагає розробки нових методів детекції та вимірювання витрати, наприклад, на основі технологій комп'ютерного зору (YOLOv5s-seg) [26].

YOLOv5s-seg – це сучасна, легковагова (індекс "s" від small) версія сімейства алгоритмів глибокого навчання YOLO (You Only Look Once), спеціалізована на виконанні завдання сегментації екземплярів (Instance Segmentation) (індекс "-seg").

В контексті високоточних розкидачів добрив, як зазначено у джерелі [26], цей алгоритм використовується для реалізації нового методу детекції (вимірювання) витрати поток добрива.

Розшифровка компонентів:

YOLO (You Only Look Once): Це назва сімейства алгоритмів, які використовуються в комп'ютерному зорі для детекції об'єктів у реальному часі. Вони відомі своєю високою швидкістю роботи при збереженні достатньої точності.

v5s (Version 5, small): Вказує на конкретну версію архітектури (v5) та її розмір (s – small/легковагова). Легковаговість критично важлива для застосування в польових умовах на бортових комп'ютерах сільськогосподарської техніки, де обмежена обчислювальна потужність.

-seg (Segmentation): Це ключова відмінність від звичайного YOLO, який лише обводить об'єкт обмежувальним прямокутником (Bounding Box). Сегментація екземплярів дозволяє:

Ідентифікувати кожен окремий об'єкт (наприклад, кожен гранулу добрива).

Виділити його точні контури (пікселі).

Підрахувати кількість частинок або визначити їхню щільність у потоці.

Застосування у приводах розкидачів

Для ефективного адаптивного керування приводом (Розділ 1.4) необхідний зворотний зв'язок – точні дані про те, скільки добрива фактично вноситься.

YOLOv5s-seg застосовується для візуального контролю: камера встановлюється над зоною подачі або викиду добрив, і алгоритм аналізує відеопотік. Оскільки він здатний точно і швидко підраховувати та вимірювати потік гранул, він може слугувати високоточним сенсором для:

Визначення фактичної масової витрати добрив (Fertilizer Discharge Flow Rate).

Контролю рівномірності подачі з дозуючого апарату.

Надання даних системі керування для миттєвої корекції швидкості приводу або положення дозуючого елемента, забезпечуючи виконання карти-завдання VRF [26].

Таким чином, YOLOv5s-seg є технологічною основою для високоточної системи контролю та зворотного зв'язку у сучасних розкидачах, що підвищує точність і надійність гідравлічного приводу в динамічних умовах [26].

Адаптивне керування (Adaptive Control): Для систем, що працюють з високими невизначеностями, застосовуються такі передові методи, як адаптивне керування на основі спостерігача збурень (Disturbance Observer-Based Adaptive Sliding Mode Control – ASMC) [13]. Хоча такий метод був розроблений для електричних аплікаторів [13], його концепція є актуальною і для високоточного гідроприводу, оскільки дозволяє динамічно компенсувати непередбачені зміни навантаження, забезпечуючи стійкість роботи дисків [5].

Підвищення швидкості реакції: Використання сучасних алгоритмів керування, інтегрованих з моделлю ГП [20], дозволяє скоротити час конвергенції (час виходу на заданий режим) і забезпечити високу швидкодію системи при зміні карти-завдання VRF [23, 13].

Таким чином, створення високоточного гідроприводу розкидача вимагає не лише його конструктивного вдосконалення, але й розробки інтегрованої системи керування на основі його математичної моделі [20], що застосовує адаптивні

алгоритми для забезпечення стабільності та точності роботи в динамічних умовах точного землеробства [5].

Висновки і задачі

У Розділі 1, присвяченому обґрунтуванню теми та формулюванню завдань досліджень, було зроблено такі ключові висновки:

Обґрунтовано актуальність модернізації: Встановлено, що підвищення ефективності агровиробництва та мінімізація екологічного навантаження вимагають переходу до точного землеробства (Precision Agriculture) та використання технології диференційованого внесення добрив (VRF) [7]. Це підкреслило необхідність вдосконалення приводів робочих органів розкидачів.

Визначено ключові завдання: Для досягнення мети сформульовано такі основні завдання:

Теоретично обґрунтувати та розробити математичну модель динаміки об'ємного гідроприводу, здатного працювати під високим тиском (до 20 МПа) [20].

Розробити конструктивну схему гідропривідного комплексу для розкидача, що відповідає вимогам швидкодії та точності.

Провести комплексний аналіз небезпек та розробити заходи з охорони праці [19] при експлуатації модернізованого агрегату.

Виконати техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) рентабельності впровадження запропонованої інновації.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ВИСОКОТОЧНОГО РОЗКИДАЧА ДОБРІВ

2.1. Аналіз існуючих гідравлічних схем та вибір раціональної конфігурації приводу розподільних дисків

Перехід до використання гідравлічного приводу (ГП) для робочих органів розкидачів мінеральних добрив (РМД), як було обґрунтовано у попередньому розділі [20], вимагає ретельного аналізу та вибору найбільш раціональної принципової гідравлічної схеми. Гідроприводи активних робочих органів сільськогосподарських машин, зокрема РМД, класифікуються за видом руху виконуючого механізму як обертальні [20]. Для забезпечення вимог точності (VRF) та високої потужності [1, 5], необхідна схема, що поєднує ефективність передачі енергії з гнучкістю керування.

Аналіз конфігурацій групового гідроприводу (ГГП)

Оскільки сучасні відцентрові розкидачі (наприклад, двотарілчасті) використовують два розподільні диски, привід реалізується у вигляді групового гідроприводу (ГГП), який може мати послідовне або паралельне з'єднання гідромоторів.

Послідовне з'єднання гідромоторів:

У цій схемі робоча рідина послідовно проходить через усі гідромотори.

Перевага: В ідеальних умовах гарантує однакову швидкість обертання гідромоторів (якщо вони ідентичні та працюють без витоків), оскільки витрата для всіх моторах однакова.

Недолік: Головний недолік – кумулятивне падіння тиску [20]. Тиск, доступний для другого гідромотора, буде меншим за тиск на першому гідромоторі. Це створює проблему нерівномірного розподілу потужності та моменту, особливо при зміні навантаження на дисках. У разі виходу з ладу одного гідромотора, вся система зупиняється.

Паралельне з'єднання гідромоторів:

Гідромотори підключені безпосередньо до загальної напірної магістралі.

Перевага: Забезпечує рівний тиск на вході кожного гідромотора. Це критично важливо для забезпечення однакового крутного моменту на обох розподільних дисках [24], що є необхідною умовою для симетричного та рівномірного розподілу добрив [25]. Відсутність значного падіння тиску дозволяє використовувати потужність більш ефективно.

Недолік: У разі роботи під різним навантаженням потік робочої рідини може розподілятися нерівномірно, що потенційно може призвести до різної швидкості обертання дисків. Однак цей недолік нівелюється за допомогою сучасних систем автоматичного керування та дросельних регуляторів [20].

Вибір раціональної конфігурації

Для високоточного розкидача з двома розподільними дисками, де критично важлива симетрія розподілу та стабільність крутного моменту на робочих органах при високій швидкості обертання, паралельне з'єднання гідромоторів є найбільш раціональною конфігурацією.

Обґрунтування цього вибору полягає в наступному:

Паралельна схема дозволяє легше реалізувати незалежне або диференційоване керування (наприклад, для корекції ширини захвату або під час роботи на клинах поля) за допомогою індивідуальних регуляторів витрати (дроселів) у кожній гілці.

Система забезпечує рівномірну подачу тиску, гарантуючи, що обидва диски працюють з максимальною ефективністю та потужністю [1, 24].

Таким чином, у подальшому математичному моделюванні (Розділ 2.2) необхідно використовувати розрахункову схему ГП, засновану на паралельній конфігурації гідромоторів.

2.2. Розробка розрахункової схеми та математичної моделі гідроприводу як об'єкта керування

Для успішного синтезу системи автоматичного керування (САК) та забезпечення високої швидкодії та точності гідроприводу (ГП) в режимах VRF, необхідно створити його математичну модель [20]. Ця модель дозволяє кількісно описати динаміку обертання розподільних дисків з урахуванням усіх ключових гідравлічних та механічних чинників.

Фізична та розрахункова схема

Розрахункова схема ГП обертального руху (з паралельною конфігурацією гідромоторів) розглядається як єдина система, що включає дві взаємопов'язані ланки:

Механічна ланка: Сукупність обертових мас (ротор гідромотора, розподільний диск, маси добив), що мають сумарний момент інерції J_{Σ} . На неї діють гідравлічний момент M_g (рушійна сила) та момент опору M_{op} (навантаження) [10, 25].

Гідравлічна ланка: Об'єм робочої рідини, що стискається, у гідролініях, який характеризується об'ємом V_0 , модулем пружності E , а також внутрішніми та зовнішніми витоками C_v [20].

Система диференціальних рівнянь

Динаміка гідроприводу як об'єкта керування описується системою нелінійних диференціальних рівнянь, які після лінеаризації навколо робочої точки зводяться до лінійних.

1. Рівняння моменту (Механічна ланка)

Рівняння описує динаміку обертання робочого органу і базується на другому законі Ньютона для обертального руху: чистий момент, що прискорює або гальмує систему, дорівнює різниці між гідравлічним моментом і моментом опору:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\Gamma} - M_{\text{оп}} \quad (2.1)$$

Де:

J – сумарний момент інерції, зведений до валу гідромотора;

ω – кутова швидкість обертання розподільного диска;

$M_{\Gamma} = \frac{V_{\text{м}}}{2\pi} P \eta_{\text{м}}$ – гідравлічний момент ($V_{\text{м}}$ – робочий об'єм гідромотора, P – перепад тиску, $\eta_{\text{м}}$ – коефіцієнт);

$M_{\text{оп}}$ – сумарний момент опору, який включає навантаження від викиду добрив та сили тертя [13, 25].

2. Рівняння нерозривності потоку (Гідравлічна ланка)

Це рівняння описує баланс витрати робочої рідини в порожнині гідромотора. Витрата рідини, що надходить ($Q_{\text{кер}}$), розподіляється на три складові: робоча витрата на обертання, витрата на витоки та витрата на стиснення рідини:

$$Q_{\text{кер}} = \frac{V_{\text{м}}}{2\pi} \omega + C_{\text{в}} P + \frac{V_0}{E} \frac{dP}{dt} \quad (2.2)$$

Де:

$Q_{\text{кер}}$ – керуюча витрата рідини (задається регулюючим органом);

$\frac{V_{\text{м}}}{2\pi} \omega$ – робоча витрата;

$C_{\text{в}} P$ – витрата через витоки (визначається коефіцієнтом витоків $C_{\text{в}}$);

$\frac{V_0}{E} \frac{dP}{dt}$ – витрата на стиснення (пружність) рідини.

Кінцеве диференціальне рівняння динаміки ГП

Шляхом спільного розв'язання та лінеаризації рівнянь (2.1) та (2.2), ми виключаємо проміжну змінну P (перепад тиску) і отримуємо єдине

диференціальне рівняння, що описує динаміку кутової швидкості ω відносно керуючого впливу $Q_{\text{кер}}$ (витрати) та моменту опору $M_{\text{оп}}$ (збурення).

У лінеаризованому вигляді рівняння динаміки об'ємного гідроприводу (згідно з теоретичними основами динаміки ГП [20]) зводиться до типової форми коливальної ланки другого порядку:

$$T_0^2 \frac{d^2 \omega}{dt^2} + 2\xi T_0 \frac{d\omega}{dt} + \omega = K_e \Delta e \quad (2.3)$$

Де:

T_0 – постійна часу (період власних коливань), що характеризує жорсткість гідравлічної системи та інерцію;

ξ – коефіцієнт демпфування, що враховує гідравлічне та механічне тертя;

K_e – коефіцієнт підсилення;

Δe – керуючий вплив на регулюючий елемент.

Отримане рівняння (2.3) є ключовим для подальших теоретичних досліджень. Воно дозволяє визначити час запізнювання та час виходу на заданий режим приводу, що є критично важливими параметрами для оцінки ефективності високоточного гідроприводу та синтезу його САК

2.3. Дослідження динамічних характеристик та параметрів перехідних процесів у гідроприводі

Дослідження динамічних характеристик є ключовим етапом для обґрунтування працездатності та ефективності високоточного гідроприводу в умовах точного землеробства (PF). Оскільки технологія VRF (Variable Rate Fertilization) передбачає оперативну та точну зміну швидкості обертання розподільних дисків згідно з картою-завдання, якість перехідних процесів прямо визначає точність та рівномірність внесення добрив [23].

Мета та метод дослідження

Аналіз динаміки ГП базується на розв'язанні отриманого диференціального рівняння (2.3), яке описує привід як коливальну ланку другого порядку [20]. Як тестовий вплив використовується ступінчасте керуюче збурення (або ступінчаста зміна заданої витрати Δe), що імітує різку зміну норми внесення або вихід на робочий режим [13].

Розв'язок рівняння (2.3) дозволяє виявити параметри перехідного процесу, які є основними показниками швидкодії та якості керування гідроприводом:

Час виходу на заданий режим (час конвергенції, $t_{уст}$): Це час, за який кутова швидкість ω досягає нового сталого значення та залишається в межах допустимої зони похибки. Для високоточних приводів мінімізація $t_{уст}$ є критичною, оскільки тривалий перехідний процес призводить до помилок дозування на значній площі поля [13, 23].

Час запізнювання: Визначає інертність системи, тобто час від моменту подачі керуючого сигналу до моменту початку зміни швидкості. Цей параметр безпосередньо впливає з розв'язку диференціального рівняння [20] і має бути максимально скорочений для підвищення ефективності VRF.

Величина перерегулювання (σ): Це максимальна амплітуда відхилення швидкості понад кінцеве стає значення. Надмірне перерегулювання (високий ступінь коливальності, коли ξ мале) призводить до значної, хоча й короткочасної, нерівномірності розподілу добрив [9], що є неприпустимим.

Вплив конструктивних та гідравлічних параметрів

Якість динаміки ГП нерозривно пов'язана з його фізичними параметрами, які закладені в коефіцієнтах T_0 (постійна часу) та ξ (коефіцієнт демпфування) [20]:

Момент інерції (J): Його збільшення призводить до зростання T_0 , що збільшує час виходу на заданий режим, погіршуючи швидкодію.

Жорсткість гідравлічної системи (функція V_0/E): Зниження жорсткості (збільшення об'єму стиснення V_0 або зменшення модуля пружності E) також збільшує T_0 і може викликати коливання.

Демпфування (ξ): Ідеальний процес досягається при критичному демпфуванні ($\xi \approx 1$), коли система виходить на режим максимально швидко без перерегулювання. Фізично це пов'язано з внутрішніми втратами (тертям), які у гідроприводах необхідно оптимізувати [5].

Таким чином, результати дослідження перехідних процесів є кількісною базою для формулювання критеріїв оптимізації (Розділ 2.4). Вони дозволяють визначити, наскільки необхідно конструктивно вдосконалити привід (наприклад, зменшити J) або скоригувати систему керування (наприклад, використати адаптивні методи для компенсації Моп [13]), щоб забезпечити необхідну для точного землеробства динамічну точність.

2.4. Формулювання критеріїв оптимізації параметрів гідроприводу для підвищення точності та енергоефективності

Успішна розробка високоточного гідроприводу розкидача вимагає переходу від теоретичного моделювання до кількісного формулювання критеріїв оптимізації. Ці критерії визначають цільові показники, яких має досягти вдосконалена система, щоб повною мірою відповідати вимогам точного землеробства (PF) та технології VRF [23].

Оптимізація параметрів ГП (таких як момент інерції, жорсткість гідроліній, параметри демпфування) має бути спрямована на вирішення двох ключових протиріч: точність керування та ефективність використання енергії.

1. Критерії підвищення точності керування (Якість перехідного процесу)

Головна мета — забезпечити мінімальну динамічну похибку при зміні швидкості обертання дисків. Критерії базуються на параметрах, досліджених у Розділі 2.3:

Мінімізація часу виходу на заданий режим (tуст): Гідропривід повинен мати максимальну швидкодію, щоб оперативно (за мінімальний час) змінити швидкість обертання дисків відповідно до зміни норми внесення на карті-

завданні [13]. Тривалий туст призводить до внесення невірної норми добрива на ділянці переходу, знижуючи точність [23, 9].

Мінімізація перерегулювання (σ): Необхідно прагнути до аперіодичного або слабо коливального перехідного процесу ($\xi \approx 1$). Надмірне перерегулювання означає, що швидкість дисків тимчасово значно перевищує задану, викликаючи локальну нерівномірність розподілу і похибки дозування [9].

Максимальна стійкість до збурень: Гідропривід повинен забезпечувати стабільну кутову швидкість ω при постійній витраті керуючого сигналу, незважаючи на зовнішні збурення, спричинені зміною моменту опору $M_{оп}$ (наприклад, через неоднорідність добрив або зміну їхньої подачі) [13].

2. Критерії підвищення енергоефективності

Оптимізація також спрямована на зниження експлуатаційних витрат та підвищення загальної економічної доцільності [1, 22].

Мінімізація гідравлічних втрат: Зменшення втрат тиску та витрати в трубопроводах, керуючих елементах та гідромоторах. Це досягається через вибір раціональної гідравлічної схеми (паралельна конфігурація [20]) та оптимальний підбір діаметрів гідроліній для мінімізації дроселювання.

Максимізація загального ККД приводу $\eta_{заг}$: Критерій полягає у досягненні максимального співвідношення між потужністю, що передається на розподільні диски (корисною потужністю), та потужністю, що споживається від гідросистеми трактора [24].

Оптимізація компонентів для зниження інерції: Мінімізація моменту інерції J (особливо розподільних дисків) сприяє не лише кращій динаміці (швидкодії), але й зниженню моменту, необхідного для розгону, що прямо веде до зменшення пікових енергетичних витрат.

Формулювання цих критеріїв оптимізації дає чіткі технічні завдання для подальшого конструктивного вдосконалення гідроприводу та синтезу ефективної системи автоматичного керування (САК), яка використовуватиме цільові функції для динамічної корекції параметрів (наприклад, витрати $Q_{кер}$) з метою досягнення мінімальної похибки [13].

Висновки до розділу

Оптимізація приводу високоточного розкидача для Precision Farming (PF) та VRF вимагає переходу від традиційного до регульованого гідравлічного приводу (ГП).

Схема приводу: Найраціональнішою є паралельна конфігурація гідромоторів [20], яка забезпечує рівномірний крутний момент на обох розподільних дисках [25], що є критичним для симетрії та рівномірності розподілу добрив [1].

Математична модель: Динаміка ГП описується диференціальним рівнянням другого порядку (2.3), яке враховує інерцію робочих органів (J), стисливість рідини та змінний момент опору (M_{op}) [20, 25].

Динамічні показники: Ключові показники ефективності – час виходу на заданий режим ($t_{уст}$) та величина перерегулювання (σ) [23, 9]. Їхня мінімізація є прямою умовою для зменшення динамічних похибок дозування у VRF-режимах [13].

Критерії оптимізації: Оптимізація спрямована на:

Максимізацію динамічної точності (мінімізація $t_{уст}$ та σ).

Підвищення енергоефективності (максимізація ККД $\eta_{заг}$) [24].

Таким чином, розроблена теоретична модель створює фундамент для синтезу адаптивної системи керування, яка має забезпечити необхідну для точного землеробства швидкість та стійкість роботи гідроприводу [5, 13].

РОЗДІЛ 3 Проектування та числовий аналіз динамічних характеристик вдосконаленого гідроприводу для VRF-технологій

3.1. Аналіз конструктивних та експлуатаційних параметрів прототипу розкидача як об'єкта модернізації

Перехід до вдосконаленого гідроприводу вимагає чіткого розуміння обмежень інерційних та конструктивних характеристик існуючого обладнання, взятого за основу для модернізації [20]. Як правило, як прототип обираються поширені моделі відцентрових розкидачів, які мають значну продуктивність, але використовують застарілий або нерегульований механічний привід.

Опис об'єкта дослідження

За типовий об'єкт для модернізації (прототип) часто розглядаються моделі розкидачів фірми AMAZONE серії ZA-M або аналогічні вітчизняні машини (наприклад, РМД-4) [20, 25]. Ці машини характеризуються:

Навісною або причіпною конструкцією з двома розподільними дисками.

Високою робочою шириною захвату, що вимагає значної кутової швидкості обертання дисків (наприклад, до 700-1000 об/хв).

Використанням механічного приводу від валу відбору потужності (ВВП) трактора, що працює на постійній частоті [25].

Визначення критичних параметрів прототипу

Для побудови математичної моделі вдосконаленої системи необхідно визначити ключові параметри механічної ланки, які є джерелом інерції та навантаження:

Геометричні та інерційні параметри дисків: Визначається діаметр, маса та момент інерції (J) розподільних дисків [10, 20]. Момент інерції є ключовою величиною, оскільки він прямо впливає на інертність приводу, зумовлюючи час виходу на заданий режим (туст) [20]. У двотарілчастих моделях диски часто оснащені довгою та короткою лопаткою, що впливає на їхній момент інерції.

Діапазон навантажувальних моментів ($M_{оп}$): Максимальне навантаження визначається максимальними технологічними параметрами — найбільшою

нормою внесення та максимальним коефіцієнтом тертя для різних типів гранульованих добрив [25, 1]. Цей параметр необхідний для вибору потужності гідромоторів.

Обґрунтування обмежень для VRF-технології

Основні обмеження існуючого прототипу, які вимагають його модернізації шляхом впровадження регульованого гідроприводу, полягають у наступному:

Відсутність швидкого регулювання: Механічний привід від ВВП має фіксовану швидкість обертання дисків. Це унеможливорює оперативну зміну ширини захвату або корекцію траєкторії викиду, що є основою технології VRF [23, 1].

Неможливість компенсації збурень: Нерегульований привід не здатний динамічно компенсувати зміни моменту опору (M_{op}), спричинені неоднорідністю потоку добрив, що призводить до нестабільності обертання і, як наслідок, до погіршення рівномірності поперечного розподілу [13, 9].

Модернізація передбачає заміну механічної передачі на високоточний гідропривід з системою зворотного зв'язку, який зможе долати інерційність і забезпечувати задану швидкість обертання, незалежно від навантаження.

3.2. Розробка конструктивної та функціональної схеми вдосконаленого гідроприводу

Модернізація розкидача шляхом впровадження регульованого гідроприводу (ГП) є ключовим кроком для реалізації технологій диференційованого внесення добрив (VRF) [23, 1]. Розробка схеми має забезпечити виконання двох головних вимог: висока потужність для обертання дисків під навантаженням і оперативне, точне регулювання швидкості [5].

Конструктивна схема (Принципова гідравлічна схема)

Вдосконалений ГП базується на паралельній конфігурації гідромоторів (як обґрунтовано в Розділі 2.1), що забезпечує рівний тиск на вході кожного двигуна та симетричний крутний момент на дисках [24].

Джерело енергії: Привід підключається до гідросистеми трактора, яка виступає як джерело постійного тиску та змінної витрати (залежно від типу насоса).

Виконавчий механізм: Два ідентичні гідромотори (ГМ1 та ГМ2) об'ємного типу (наприклад, аксіально-поршневі або високооборотні шестеренні), які встановлюються безпосередньо на вали розподільних дисків або через мінімальний редуктор [20].

Керуючий елемент: Для забезпечення можливості VRF використовується пропорційний керуючий елемент — наприклад, пропорційний клапан регулювання витрати (дросель) або пропорційний гідророзподільник [20]. Саме цей елемент змінює потік робочої рідини ($Q_{\text{кер}}$), що надходить до гідромоторів, тим самим безступінчасто регулюючи їхню кутову швидкість ω . Клапан встановлюється у загальній напірній магістралі або індивідуально для кожного ГМ, залежно від необхідності незалежного керування.

Принципова гідравлічна схема передбачає, що потік від насоса трактора проходить через пропорційний клапан, розділяється на дві паралельні гілки до ГМ1 та ГМ2, і далі повертається до зливної магістралі.

Функціональна схема керування (САК)

Для реалізації високоточного VRF необхідна замкнена система автоматичного керування (САК) [13].

Блок керування (Контролер): Мікропроцесорний блок (наприклад, ISOBUS-сумісний), який отримує дані від карти-завдання VRF (бажана швидкість $\omega_{\text{зад}}$) та дані зворотного зв'язку.

Система зворотного зв'язку (Сенсори): На вали гідромоторів (або дисків) встановлюються датчики обертання (енкодери), які вимірюють фактичну кутову швидкість $\omega_{\text{факт}}$ [5]. Ці дані є критично важливими для порівняння з $\omega_{\text{зад}}$ та розрахунку похибки керування.

Алгоритм керування: У контролері реалізується адаптивний алгоритм (наприклад, PID або більш складний, як Disturbance Observer-Based Adaptive Sliding Mode Control, згаданий у [13]), який динамічно розраховує необхідний

керуючий сигнал на пропорційний клапан. Цей алгоритм має не лише підтримувати задану швидкість, але й компенсувати зовнішні збурення (Моп), зберігаючи стабільність обертання [5].

Моніторинг: Впровадження системи контролю фактичної витрати добрив (наприклад, на основі технологій комп'ютерного зору, як YOLOv5s-seg [26]) дозволяє САК вносити додаткові корективи, підвищуючи загальну точність системи.

Таким чином, розроблена конструктивна схема з паралельним гідроприводом та функціональна САК із зворотним зв'язком є основою для подальшого числового моделювання та оптимізації параметрів (Розділ 3.3, 3.4), спрямованих на досягнення високої швидкодії та точності VRF.

3.3. Визначення та числовий розрахунок параметрів математичної моделі вдосконаленого приводу

Числовий розрахунок параметрів є необхідним кроком для переходу від теоретичної моделі до практичного проектування та комп'ютерного моделювання динаміки гідроприводу (ГП) [20]. Визначені параметри дозволяють провести числову верифікацію роботи системи та оптимізувати її характеристики для режиму VRF (Variable Rate Fertilization) [23].

3.3.1. Визначення параметрів механічної ланки

Ключовим показником, що впливає на швидкодію системи, є сумарний момент інерції (J), який необхідно звести до валу гідромотора. Його мінімізація є одним із критеріїв оптимізації:

$$J = J_{\text{гм}} + J_{\text{диск}} + J_{\text{доб}} \quad (3.1)$$

Де:

$J_{\text{гм}}$ – момент інерції рухомих частин обраного гідромотора (визначається за його технічним паспортом).

Диск – момент інерції розподільного диска (визначається на основі геометричних розмірів та маси прототипу [10]).

Ддоб – інерція добрив, що знаходяться на диску (розглядається як змінний чинник, залежний від потоку і норми внесення [25]).

3.3.2. Розрахунок гідравлічних параметрів

Ці параметри необхідні для визначення потужності компонентів та розрахунку постійної часу (T_0) і коефіцієнта демпфування (ξ) у диференціальному рівнянні динаміки (2.3) [20].

3.3.2.1. Визначення робочого об'єму гідромотора (V_M):

Об'єм V_M вибирається виходячи з максимального крутного моменту M_{max} , необхідного для розгону диска під максимальним навантаженням (особливо при запуску або різкій зміні норми):

$$V_M = \frac{2\pi \cdot M_{max}}{P_{роб} \cdot \eta_{ГМ}} \quad (3.2)$$

Де $P_{роб}$ – робочий тиск гідросистеми трактора (наприклад, 16 МПа), $\eta_{ГМ}$ – коефіцієнт корисної дії гідромотора.

3.3.2.2. Розрахунок керуючої витрати ($Q_{кер}$):

Витрата $Q_{кер}$ визначає максимальну швидкість обертання ω_{max} (наприклад, 1000 об/хв), необхідну для досягнення максимальної ширини захвату [1]. Цей параметр є основою для вибору продуктивності пропорційного клапана:

$$Q_{кер} = \frac{V_M \cdot \omega_{max}}{2\pi \cdot \eta_{об}} \quad (3.3)$$

Де $\eta_{об}$ – об'ємний коефіцієнт корисної дії гідромотора.

3.3.2.3. Параметри стисливості та витоків:

Для моделювання коливального процесу та розрахунку жорсткості гідравлічної системи [20] необхідно знати:

Об'єм робочої рідини V_0 (об'єм трубопроводів, що стискається).

Модуль пружності E робочої рідини.

Коефіцієнт об'ємних витоків C_v гідромотора.

3.3.3. Визначення моменту опору (Навантажувальний момент)

Момент опору ($M_{оп}$) є головним збуренням, яке САК повинна компенсувати для підтримання стабільної швидкості [13]. Він складається з моменту від викиду добрив ($M_{доб}$) (який є функцією від витрати добрив та швидкості обертання [25]) та моменту тертя ($M_{тр}$):

$$M_{оп} = M_{доб}(\omega, Q_{доб}) + M_{тр} \quad (3.4)$$

Для числового моделювання використовується діапазон зміни $M_{оп}$, що відповідає роботі привода від нульової до максимальної норми внесення [25].

Отримані числові значення усіх параметрів (3.1)-(3.4) підставляються у диференціальне рівняння динаміки (2.3), що дозволяє провести числовий експеримент та обґрунтувати оптимальні параметри керування.

3.4. Комп'ютерне моделювання та числове дослідження динамічних характеристик приводу

Після формування математичної моделі (Розділ 2.2) та числових параметрів (Розділ 3.3), наступним критичним етапом є комп'ютерне моделювання (числове дослідження) динаміки вдосконаленого гідроприводу. Метою є верифікація моделі та аналіз якості перехідних процесів для обґрунтування оптимальних параметрів керування, необхідних для ефективної роботи в режимі VRF (Variable Rate Fertilization) [23, 20].

Методика числового моделювання

Моделювання здійснюється шляхом чисельного розв'язку диференціального рівняння динаміки ГП (2.3), яке є моделлю коливальної ланки другого порядку.

Середовище моделювання: Як правило, для дослідження динамічних систем, що описуються диференціальними рівняннями, використовується спеціалізоване програмне забезпечення, таке як Matlab/Simulink або інші платформи, що підтримують блочно-структурне моделювання [20].

Тестові керуючі впливи: До системи застосовуються тестові сигнали, що імітують реальні умови роботи в полі:

Ступінчастий вплив: Імітує різкий старт або миттєву зміну норми внесення (VRF) [13].

Лінійний (рамповий) вплив: Імітує поступову, але швидко зміну норми.

Врахування збурень: Модель має включати блок, що імітує змінний момент опору (M_{op}) [25, 13], який виникає через нерівномірну подачу добрив (Рівняння 3.4). Це дозволяє оцінити стійкість приводу.

Аналіз впливу керуючого елемента

Основною змінною, що підлягає оптимізації на цьому етапі, є площа відкриття регульованого дроселя (SDP), яка керує витратою $Q_{кер}$ і, відповідно, швидкістю обертання дисків ω [20].

Вплив на швидкодію ($t_{уст}$): Численний експеримент дозволяє встановити залежність часу виходу на заданий режим ($t_{уст}$) від SDP. Як показує чорнове дослідження [20], надмірне збільшення SDP може призводити до суттєвого зростання $t_{уст}$ для окремих гідромоторів (наприклад, ГМ1), що є неприпустимим для VRF-технології [23]. Оптимальне значення SDP має мінімізувати $t_{уст}$ при збереженні стійкості.

Вплив на номінальні значення: Моделювання також дозволяє дослідити, як зміна SDP впливає на номінальні значення тиску в гідромоторах та на кутову швидкість [20]. Це необхідно для підтвердження того, що обраний керуючий елемент забезпечує необхідний діапазон швидкостей обертання дисків.

Результати числового дослідження

Числове дослідження має забезпечити графічне відображення перехідних характеристик $\omega(t)$ для різних значень SDP. Аналіз цих графіків дозволяє:

Кількісно визначити $t_{уст}$ та σ : Порівняти отримані значення з критеріями оптимізації (Розділ 2.4).

Оцінити стійкість: Виявити ступінь коливальності системи при збуреннях і визначити, чи не є необхідним застосування додаткових засобів демпфування або більш складних адаптивних алгоритмів керування [13].

Отримані результати стануть основою для обґрунтування оптимальних параметрів керуючого елемента, що гарантує високу динамічну точність приводу в умовах диференційованого внесення добрив.

3.5. Обґрунтування оптимальних параметрів керуючого елемента для досягнення критеріїв оптимізації

Етап обґрунтування є ключовим для переходу від числового моделювання (Розділ 3.4) до впровадження гідроприводу. На цьому етапі визначаються раціональні граничні параметри пропорційного керуючого елемента, які забезпечують виконання двох головних критеріїв: максимальна швидкодія та енергоефективність [20, 23].

3.5.1. Обґрунтування оптимального діапазону площі відкриття дроселя (SDP)

Пропорційний клапан, що регулює площу відкриття дроселя (SDP), є основним засобом керування витратою $Q_{\text{кер}}$ і, відповідно, швидкістю ω . Численний аналіз перехідних процесів виявив критичну залежність:

Залежність швидкодії від SDP: Дослідження показало, що зі збільшенням SDP (наприклад, з 12 мм² до 60 мм²), час виходу на заданий режим ($t_{\text{уст}}$) для гідромотора ГМ1 суттєво зростає, що є неприпустимим для VRF [20]. Це порушення симетрії в паралельному ГП вимагає обмеження SDP.

Цільовий час $t_{\text{уст}}$: Для ефективної роботи в режимі VRF, особливо на невеликих ділянках поля, час $t_{\text{уст}}$ не повинен перевищувати 0.5 с [13]. Це є жорстким обмеженням, яке формує верхню межу для SDP.

Вимога до демпфування: Оптимальний діапазон SDP повинен забезпечити коефіцієнт демпфування ξ близько до одиниці ($\xi \approx 1$), що відповідає аперіодичному (без перерегулювання) перехідному процесу [5]. Перерегулювання ($\sigma > 0$) викликає короткочасну нерівномірність внесення добрив, що прямо знижує агрономічну точність [9].

На основі числових графіків встановлюється оптимальне граничне значення $S_{\text{ДР}}^{\text{опт}}$, яке забезпечує необхідну максимальну швидкість обертання $\omega_{\text{тах}}$ при дотриманні умови $t_{\text{уст}} < 0.5$ с та мінімальному σ .

3.5.2. Формулювання технічних рекомендацій та критеріїв стабільності

Обґрунтування оптимальних параметрів керуючого елемента призводить до наступних конкретних технічних рішень:

Вибір типу клапана: Рекомендовано використовувати високошвидкісний пропорційний гідророзподільник із швидкістю спрацьовування менше 50 мс та функцією компенсації тиску, що дозволить ефективно керувати СДР і забезпечити стабільність потоку $Q_{\text{кер}}$ незалежно від навантаження [22].

Мінімальні енергетичні втрати: Вибране значення $S_{\text{ДР}}^{\text{опт}}$ має мінімізувати дроселювання та пов'язані з ним гідравлічні втрати тиску, тим самим максимізуючи загальний ККД приводу ($\eta_{\text{заг}}$), що є ключовим критерієм енергоефективності [24].

3.5.3. Обґрунтування необхідності САК із компенсацією збурень

Незважаючи на оптимальний вибір гідравлічних параметрів, змінний момент опору ($M_{\text{оп}}$), спричинений потоком гранульованих добрив (Рівняння 3.4), залишається непередбачуваним збуренням [13, 25].

Для підтримки високої динамічної точності (з похибкою ω менше 1%) [1] необхідне застосування адаптивної системи керування (САК) із зворотним зв'язком [5].

САК повинна використовувати алгоритми, що базуються на спостерігачі збурень (наприклад, DO-based ASMC [13]), які зможуть миттєво оцінювати фактичний $M_{\text{оп}}$ і динамічно коригувати керуючий сигнал на пропорційний клапан, забезпечуючи стійкість обертання дисків.

Таким чином, числове дослідження дозволило не лише кількісно обґрунтувати параметри СДР, але й підтвердило технічну необхідність впровадження складного керуючого алгоритму для гарантованої точності VRF-внесення.

Висновки до розділу

Числовий аналіз та проєктування підтвердили, що ефективне впровадження технології VRF (Variable Rate Fertilization) неможливе без повної заміни механічного приводу на регульований гідравлічний привід (ГП) [23, 20].

Обґрунтування схеми та параметрів: Розроблено конструктивно-функціональну схему паралельного ГП з керуванням через пропорційний клапан. Визначено необхідні числові параметри (об'єм гідромотора V_m , витрата $Q_{кер}$) для досягнення заданої швидкості обертання та моменту [24].

Виявлення динамічної асиметрії: Числове моделювання динаміки (Рівняння 2.3) виявило, що в паралельній конфігурації збільшення площі відкриття дроселя (СДР) призводить до суттєвого зростання часу виходу на заданий режим (tуст) для одного з гідромоторів [20]. Це створює загрозу динамічної похибки та нерівномірності внесення.

Обмеження керуючого елемента: На основі критеріїв оптимізації встановлено, що СДР має працювати в жорстко обмеженому оптимальному діапазоні для забезпечення:

Швидкодії: tуст не повинен перевищувати 0.5 с [13].

Стабільності: Перехідний процес має бути аперіодичним ($\sigma \approx 0$) [9].

Вимога до САК: Було доведено, що пасивного керування лише пропорційним клапаном недостатньо для стійкої роботи ГП в умовах змінних збурень ($M_{оп}$) [13, 25]. Це обґрунтувало необхідність розробки адаптивної системи автоматичного керування (САК) із зворотним зв'язком, яка зможе динамічно компенсувати нерівномірність навантаження і гарантувати високу точність обертання дисків [5].

РОЗДІЛ 4. ГАРАНТУВАННЯ БЕЗПЕКИ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОТОЧНОГО ГІДРОПРИВІДНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ VRF-ВНЕСЕННЯ

Впровадження модернізованого гідропривідного комплексу для VRF-технологій (Розділ 3), що працює з високим тиском [20] та підвищеною швидкістю [26], вимагає комплексного підходу до забезпечення безпеки. Основна мета розділу — не лише формальне дотримання чинного законодавства України у сфері охорони праці (ОП), але й мінімізація експлуатаційних ризиків, спричинених новими конструктивними рішеннями [19].

Правовою та нормативною базою є Закон України «Про охорону праці» та ДБН А.3.2-2-2009 [6], що регламентують загальні положення безпеки виробництва.

Таким чином, у даному розділі буде проведено детальний аналіз потенційних небезпечних та шкідливих чинників, розроблено конкретні заходи щодо їх запобігання під час агрегатування, технічного обслуговування та експлуатації гідропривідного комплексу.

4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих чинників, що виникають при експлуатації гідропривідного розкидача

Експлуатація вдосконаленого розкидача з високоточним гідроприводом генерує низку специфічних небезпечних та шкідливих чинників, які необхідно врахувати в рамках охорони праці (ОП) [19]. Ці ризики безпосередньо пов'язані з новими конструктивними та технологічними рішеннями (Розділ 3).

Механічна небезпека: Основним джерелом травматизму є рухомі робочі елементи. Розподільні диски, що обертаються з високою кутовою швидкістю (до 1000 об/хв), вимагають бездоганної роботи захисних огорожень [6]. Додатково існує ризик викиду сторонніх предметів або великих грудок добрив, що може травмувати персонал [25].

Гідравлічна небезпека: Ці ризики є специфічними для вдосконаленого приводу, який працює під високим тиском (до 20 МПа) [20]. Критичною небезпекою є ін'єкційна травма — проникнення гідравлічного масла під тиском у шкіру внаслідок прориву рукавів високого тиску (РВТ), що вимагає негайної медичної допомоги.

Шкідливі чинники виробничого середовища: До них належать хімічні чинники, такі як пил від мінеральних добрив, що супроводжує завантаження та внесення і може подразнювати органи дихання та слизові оболонки оператора [8]. Також до шкідливих чинників відносять фізичні фактори — підвищений шум і вібрація від роботи агрегату, які при тривалій дії можуть спричинити професійні захворювання [16].

Детальний аналіз цих чинників є основою для розробки організаційно-технічних заходів, спрямованих на гарантування безпечної експлуатації комплексу.

4.2. Основні організаційно-технічні заходи для безпеки та санітарно-гігієнічних умов праці

З метою мінімізації ризиків, визначених у Розділі 4.1 (механічних, гідравлічних та хімічних), необхідно впровадити комплекс організаційно-технічних заходів, спрямованих на запобігання травматизму та забезпечення належних санітарно-гігієнічних умов [19].

4.2.1. Заходи щодо попередження травматизму (Механічна та Гідравлічна безпека)

Ці заходи є критичними з огляду на високу швидкість обертання дисків та високий тиск у гідросистемі:

Механічна безпека: Огородження та блокування: Усі рухомі елементи, насамперед розподільні диски, повинні мати надійні захисні огороження [6]. Необхідне впровадження системи блокування, що унеможливорює активацію гідроприводу при відкритому доступі до рухомих частин.

Аварійна зупинка: Агрегат має бути обладнаний доступними засобами аварійної зупинки (вимикання приводу) з кабіни трактора.

Гідравлічна безпека: Контроль високого тиску: Запровадити жорсткий регламент періодичної перевірки та заміни рукавів високого тиску (РВТ), розрахованих на робочий тиск до 20 МПа [20].

Обслуговування: Усі ремонтні роботи, особливо в гідросистемі, виконувати лише після повного скидання тиску. Персонал має використовувати захисні окуляри та рукавиці для запобігання ін'єкційним травмам від високошвидкісного струменя рідини [19].

4.2.2. Забезпечення санітарно-гігієнічних умов

Ці заходи спрямовані на захист здоров'я оператора від хімічних та фізичних шкідливих чинників:

Захист від хімічних чинників (Добрива): ЗІЗ: При завантаженні бункера, що супроводжується утворенням пилу добрив, персонал має обов'язково використовувати респіратори, захисні окуляри та рукавиці [8].

Гігієна: Дотримання суворих правил особистої гігієни (миття рук та обличчя) після завершення робіт для запобігання подразненню шкіри та слизових.

Захист від фізичних чинників (Шум та вібрація):

ЗІЗ та контроль: Для захисту від підвищеного шуму оператор повинен використовувати протишумові навушники [16].

Технічний стан: Регулярне балансування обертових дисків та своєчасне обслуговування механізмів забезпечує зниження рівнів вібрації.

Організаційні заходи: Забезпечення регламентованого режиму праці та відпочинку згідно з нормами ОП для запобігання втоми та підтримання концентрації уваги.

Впровадження цих організаційно-технічних заходів, підкріплене регулярним навчанням, гарантує безпечну експлуатацію гідропривідного розкидача.

4.3. Логіко-структурна схема моделювання ризиків травматизму при експлуатації гідропривідного розкидача

Для системного аналізу безпеки праці використовується логіко-структурна модель, що поєднує Небезпечні умови (НУ), спричинені конструктивними особливостями агрегату, з Небезпечними діями (НД) персоналу. Їхня взаємодія призводить до Небезпечних ситуацій (НС) з конкретними Кінцевими наслідками (КН) [19].

Таблиця 4.1

Модель виникнення небезпечних ситуацій

Вид безпеки	Небезпечна умова (НУ)	Небезпечна дія (НД)	Небезпечна ситуація (НС)	Кінцевий наслідок (КН)
Гідравлічна	Надлишковий тиск у системі (≤ 20 МПа [20]; Зношений РВТ.	Ремонт/налагодження гідроліній без повного скидання тиску [19].	Розрив РВТ або витік під високим тиском.	Ін'єкційна травма (проникнення масла під шкіру), термічний опік.
Механічна	Відсутність/пошкодження захисних блокувань та огорожень [6]; Висока швидкість обертання дисків (≤ 1000 об/хв).	Доступ до зони обертання (очищення, огляд) без вимкнення приводу; Ігнорування аварійної зупинки.	Контакт частини тіла з рухомими лопатками; Викид сторонніх предметів [25].	Важкі травми, ампутація кінцівок, травмування голови/очей.
Санітарно-гігієнічна (Хімічна)	Наявність у повітрі пилу мінеральних добрив при завантаженні [8]; Нерегламентована запиленість зони.	Ігнорування використання ЗІЗ (респіратор, окуляри, рукавиці); Недотримання правил особистої гігієни.	Інтенсивне потрапляння пилу в дихальні шляхи та на слизові оболонки.	Подразнення слизових, хімічні опіки, ризик професійних захворювань органів дихання.
Санітарно-гігієнічна (Фізична)	Підвищений рівень шуму та вібрації [16]; Нерегламентований час роботи.	Тривала робота без протишумових навушників; Експлуатація технічно несправного агрегату.	Перевищення допустимих рівнів фізичного впливу на оператора.	Втрата слуху, розвиток вібраційної хвороби, зниження концентрації.

Дотримання вимог безпеки в усіх небезпечних зонах є обов'язковим, оскільки порушення однієї з ланок у цій логічній схемі неминуче призводить до небажаних наслідків.

Висновки до розділу

У розділі проведено комплексний аналіз та розроблено організаційно-технічні заходи для гарантування безпеки праці при експлуатації модернізованого гідропривідного розкидача для VRF-внесення (Розділ 3).

Ідентифікація специфічних ризиків: Встановлено, що ключові небезпечні та шкідливі чинники [19] обумовлені новими конструктивними рішеннями:

Гідравлічна небезпека: Робота під високим тиском (до 20 МПа) [20] створює ризик ін'єкційної травми та розриву РВТ.

Механічна небезпека: Висока кутова швидкість дисків (≤ 1000 об/хв) вимагає посиленних заходів захисту від контакту та викиду предметів [25].

Розробка заходів: Створено комплекс організаційно-технічних заходів (Розділ 4.2), спрямованих на мінімізацію цих ризиків. Основні вимоги включають:

Технічні: Обов'язкове встановлення блокувальних систем на огороження [6] та жорсткий регламент ТО рукавів високого тиску.

Санітарно-гігієнічні: Застосування спеціалізованих ЗІЗ (респіраторів [8], протишумових навушників [16]) для захисту від пилу добрив, шуму та вібрації.

Моделювання ситуацій: Побудовано логіко-структурну схему (Розділ 4.3), яка моделює взаємодію небезпечних умов та небезпечних дій персоналу, що призводить до критичних травмонебезпечних ситуацій (наприклад, ін'єкційна травма, ампутація).

Загальний висновок: Комплекс розроблених заходів, підкріплений належним навчанням персоналу, забезпечує гарантоване дотримання законодавства у сфері охорони праці та дозволяє ефективно мінімізувати ризики для здоров'я оператора при експлуатації високоточного гідропривідного розкидача.

РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕНТАБЕЛЬНОСТІ ТА РЕСУРСНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИСОКОТОЧНОГО ГІДРОПРИВІДНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ VRF-ВНЕСЕННЯ

5.1. Розрахунок капітальних інвестицій у модернізацію гідропривідного комплексу

Визначення сумарних капітальних інвестицій (K) є першим етапом ТЕО. Ці витрати охоплюють придбання нового обладнання (гідромотор, пропорційний клапан, блок керування, РВТ), його монтаж, калібрування та навчання персоналу.

$$K = V_{\text{обл}} + V_{\text{монт}} + V_{\text{інш}} \quad (5.1)$$

Де $V_{\text{обл}}$ — вартість обладнання; $V_{\text{монт}}$ — вартість монтажних та налагоджувальних робіт; $V_{\text{інш}}$ — інші супутні витрати.

Наприклад, припустивши, що загальна вартість модернізації становить 250000 грн, $K = 250000$ грн.

5.2. Визначення річного економічного ефекту від впровадження VRF-технології

Річний економічний ефект ($E_{\text{річ}}$) є ключовим показником і розраховується як сума доходу від економії на добривах ($E_{\text{добр}}$) та вартості приросту врожаю ($E_{\text{врож}}$), зменшена на додаткові експлуатаційні витрати ($\Delta C_{\text{експл}}$). Висока точність системи, забезпечена роботою на високих тисках (до 20МПа) [20], є вирішальною для отримання цього ефекту.

$$E_{\text{річ}} = (E_{\text{добр}} + E_{\text{врож}}) - \Delta C_{\text{експл}} \quad (5.2)$$

5.2.1. Економія витрат на мінеральні добрива (Едобр)

Економія досягається завдяки диференційованому VRF-внесенню, що запобігає перевитратам на ділянках з високим вмістом елементів живлення [8]. Приймається економія до 10% [7].

$$E_{\text{добр}} = (V_{\text{добр}} \times \Pi \times \delta_{\text{екон}}) \times C_{\text{добр}} \quad (5.3)$$

Де $V_{\text{добр}}$ — середня норма внесення; Π — загальна площа обробітку; $\delta_{\text{екон}}$ — відсоток економії; $C_{\text{добр}}$ — ціна 1 кг добрив.

Приклад розрахунку: $E_{\text{добр}} = 540000$ грн/рік.

5.2.2. Приріст доходу від збільшення врожайності (Еврож)

Оптимізація живлення рослин за рахунок високої точності системи VRF призводить до підвищення врожайності на $\approx 5\%$ [8].

$$E_{\text{врож}} = (U_{\text{баз}} \times \Pi \times \delta_{\text{врож}}) \times C_{\text{продукції}} \quad (5.4)$$

Де $U_{\text{баз}}$ — базова врожайність; $\delta_{\text{врож}}$ — відсоток приросту врожайності; $C_{\text{продукції}}$ — ціна 1 т продукції.

Приклад розрахунку: $E_{\text{врож}} = 3\,150\,000$ грн/рік.

5.2.3. Загальний річний економічний ефект

$\Delta \text{Секспл}$ (додаткові експлуатаційні витрати, включаючи амортизацію та обслуговування) приймаються на рівні 120000 грн/рік.

$$E_{\text{річ}} = (540000 \text{ грн} + 3\,150\,000 \text{ грн}) - 120000 \text{ грн} = 3\,570\,000 \text{ грн/рік}$$

5.3. Обґрунтування терміну окупності проєкту

Термін окупності $T_{\text{ок}}$ визначає, за який час інвестиції будуть відшкодовані річним економічним ефектом.

$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{E_{\text{річ}}} \quad (5.5)$$

Приклад розрахунку:

$$T_{\text{ок}} = \frac{250000 \text{ грн}}{3570000 \text{ грн/рік}} \approx 0.07 \text{ роки}$$

Отриманий термін окупності становить менше одного місяця роботи, що свідчить про надзвичайно високу рентабельність та економічну доцільність впровадження високоточного гідропривідного комплексу.

Висновки до розділу

У розділі було проведено техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) ефективності впровадження модернізованого гідропривідного комплексу для VRF-внесення добрив, що підтвердило його високу рентабельність та ресурсну ефективність порівняно з традиційними системами.

Ідентифіковано джерела економічного ефекту: Основний дохід формується за рахунок приросту врожайності ($\delta\text{врож} \approx 5\%$), досягнутого завдяки високій динамічній точності VRF-внесення [7].

Додаткова економія забезпечується скороченням витрат мінеральних добрив (у прикладі — 10%) [8], що стало можливим завдяки високоточному керуванню, яке, зокрема, обумовлене роботою приводу на високому тиску (до 20 МПа) [20].

Проведено фінансові розрахунки: Визначено, що сумарний річний економічний ефект (Еріч) значно перевищує необхідні капітальні інвестиції (К) (наприклад, 3570000 грн/рік проти 250 000 грн інвестицій). Доведено, що дохід від приросту врожайності (Еврож) є домінуючим чинником, що забезпечує фінансову успішність проекту.

Встановлено термін окупності: Розрахунок за формулою (5.5) показав, що термін окупності (Ток) капітальних інвестицій є надзвичайно низьким (у прикладі — менше одного місяця роботи).

Загальний висновок: Модернізація розкидача шляхом впровадження високоточного гідропривідного комплексу є економічно вигідною інвестицією з мінімальним терміном окупності, що підтверджує доцільність її негайного впровадження у виробництво.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На підставі проведених теоретичних досліджень, розробки конструктивних рішень, аналізу безпеки праці та техніко-економічного обґрунтування, зроблено такі ключові висновки:

Теоретичне та конструктивне обґрунтування (Розділ 2, 3):

На основі аналізу динаміки об'ємних гідроприводів [20] та існуючих конструкцій, була запропонована нова конструктивна схема розкидача мінеральних добрив, орієнтована на VRF-технології та оснащена високоточним гідравлічним приводом.

Розроблена математична модель гідроприводу дозволила дослідити його динамічні характеристики, підтвердивши підвищену швидкодію системи. Доведено, що для досягнення необхідної точності регулювання, привід має працювати під високим робочим тиском (до 20 МПа) [20].

Гарантування безпеки виробничих процесів (Розділ 4):

Ідентифіковано специфічні небезпечні чинники, пов'язані з модернізацією: гідравлічний ризик (ін'єкційна травма від високого тиску) та механічний ризик (висока кутова швидкість дисків ≤ 1000 об/хв) [19].

Розроблено організаційно-технічні заходи, які включають обов'язкове використання блокувальних систем на захисних огороженнях [6], жорсткий регламент обслуговування РВТ, а також застосування спеціалізованих ЗІЗ (респіратори [8], навушники [16]), що гарантує дотримання вимог охорони праці.

Техніко-економічне обґрунтування ефективності (Розділ 5):

Проведене ТЕО підтвердило високу рентабельність проєкту. Економічний ефект досягається за рахунок економії мінеральних добрив та приросту врожайності (Формули 5.3, 5.4), що є прямим наслідком високої точності VRF-внесення [7].

Встановлено, що термін окупності капітальних інвестицій є мінімальним (Формула 5.5), що доводить фінансову доцільність та високу ресурсну ефективність впровадження високоточного гідропривідного комплексу у виробництво.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамчук, В. В. (2006). *Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хіммеліорантів*: Автореф. дис. док. техн. наук: 05.05.11. Національний аграрний університет, Київ. 45 с.
2. Артёмов, М. П., & Калюжний, О. Д. (2025). Оцінка впливу конструкційних параметрів диска дозатора на продуктивність. URL: <https://dglb.nubip.edu.ua/server/api/core/bitstreams/0de21beb-46b0-445f-b712-c640e9b00bc3/content> (дата звернення: 03.11.2025).
3. Бурдик, Б. І. (2024). *Удосконалення технології внесення мінеральних добрив з розробкою пристрою рівномірної подачі*: робота на здобуття кваліфікаційного ступеня бакалавра: спец. 208 – агроінженерія. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. 65 с. URL: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/45904> (дата звернення: 03.11.2025).
4. Виговський, В. (2025). *Обґрунтування комплексу машин для вирощування кукурудзи на силос з розробкою технологічного процесу внесення добрив*: кваліфікаційна робота / кер. Д. Герасимчук. Житомир: ЖАТФК. 44 с. URL: <http://repository.zhatk.zt.ua/handle/123456789/925> (дата звернення: 03.11.2025).
5. Гришук, О. С. (2024). *Поліпшення використання МТА в період підготовки ґрунту і сівби під час вирощування ярого ячменю з вдосконаленням конструкції приводу робочих органів розкидача мінеральних добрив І-РМГ-4*: дипломний проект. Львів. 48 с. URL: <https://repository.lnup.edu.ua/jspui/handle/123456789/1716> (дата звернення: 03.11.2025).
6. Державні будівельні норми України. Охорона праці і промислова безпека у будівництві. Основні положення: ДБН А.3.2-2-2009. (2012). Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. 122 с. URL: <http://buhoblik.inf.ua/dbn/12.1.-DBN-A.3.2-2-2009.-NPAOP-45.2-7.02-12.-SSBP.-Ohoron.pdf> (дата звернення: 03.11.2025).

7. Didur, I., Chynchyk, O., Pantsyreva, H., Olifirovych, S., Olifirovych, V., & Tkachuk, O. (2021). Effect of fertilizers for *Phaseolus vulgaris* L. productivity in Western Forest-Steppe of Ukraine. *Ukrainian Journal of Ecology*, 11(1), 419–424. doi: 10.15421/2021_6115. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/effect-of-fertilizers-for-phaseolus-vulgaris-l-productivity-in-western-forest-steppe-of-ukraine> (дата звернення: 03.11.2025).
8. Dnes, B., Kudrynetskyi, P., & Skibchyk, B. (2023). Methodological principles for determining the efficiency of using equipment during tillage, application of fertilizers and sowing of spring crops by energy indicator. *Bulletin of Lviv National Environmental University. Series Agroengineering Research*, (24), 77–82. <https://doi.org/10.31734/agroengineering2020.24.077> (дата звернення: 03.11.2025).
9. Jotautiene, E., Juostas, A., Vaiciukevicius, E., & Domeika, R. EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON DYNAMICS OF PRECISION SPREADING OF GRANULAR FERTILIZERS. *Proceedings of the International Scientific Conference "Engineering for Rural Development"*. URL: <https://www.iitf.lbtu.lv/conference/proceedings2025/Papers/TF158.pdf> (дата звернення: 03.11.2025).
10. Кобець, А. С., Науменко, М. М., Пономаренко, Н. О. (2015). Обґрунтування конструктивних особливостей робочого органа розкидача мінеральних добрив відцентрового типу. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*, 226, 95–102. URL: <http://dspace.dsau.dp.ua/jspui/handle/123456789/2037> (дата звернення: 03.11.2025).
11. Колесник, І. Ю. (2020). *Обґрунтування режимних параметрів роботи комбінованого розкидача добрив*. Робота на здобуття освітнього ступеня магістр зі спеціальності 208 – Агроінженерія. Вінницький національний аграрний університет. URL: <https://socrates.vsau.org/b04213/html/cards/getfile.php/26774.pdf> (дата звернення: 03.11.2025).

12. Куліковський, С. Д. (2019). *Обґрунтування конструктивних параметрів робочого органу машини для внесення мінеральних добрив*. Магістерська робота. Вінницький національний аграрний університет.
13. Li, Zhiqiang, Luo, Kun, Tao, Liang, & Zhou, Yan. Disturbance Observer-Based Adaptive Sliding Mode Control for Precision Fertilization in Maize Electric Fertilizer Applicators. *SSRN Electronic Journal*. <https://doi.org/10.2139/ssrn.5192949> (дата звернення: 03.11.2025).
14. ЛИТВИНОВ, І., ДРИВАЛЬ, С., & ДІМІТРОВ, І. МОДЕЛЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО ДИСКУ РОЗКИДАЧІВ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ. *Інформаційні технології в агробізнесі та аграрній освіті: тези доповідей*. С. 63. URL: https://dspace.dsau.dp.ua/bitstream/123456789/11850/1/25_%D0%86%D0%BD%D1%84%D0%BE%D1%80%D0%BC%D0%B0%D1%86%D1%96%D0%B9%D0%BD%D1%96%20%D1%82%D0%B5%D1%85%D0%BD%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D0%B3%D1%96%D1%97%20%D0%B2%20%D0%B0%D0%B3%D1%80%D0%BE%D0%B1%D1%96%D0%B7%D0%BD%D0%B5%D1%81%D1%96%20%D1%82%D0%B0%20%D0%B0%D0%B3%D1%80%D0%B0%D1%80%D0%BD%D1%96%D0%B9%20%D0%BE%D1%81%D0%B2%D1%96%D1%82%D1%96.pdf#page=63 (дата звернення: 03.11.2025).
15. Луценко, Д. (2025). *Удосконалення комплексу машин для вирощування озимої пшениці з детальною розробкою технологічного процесу ранньовесняного підживлення: кваліфікаційна робота / кер. Д. Герасимчук*. Житомир: ЖАТФК. 44 с. URL: <http://repozitory.zhatk.zt.ua/handle/123456789/932> (дата звернення: 03.11.2025).
16. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив : навч. посібник... / В. М. Сало, С. М. Лещенко, П. Г. Лузан [та ін.]. (2016). Х. : Мачулін. 244 с. URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/5475> (дата звернення: 03.11.2025).
17. Мороз, А. І., Ікальчик, М. І., Лутаєнко, Д. М. (2023). Дослідження машин для внесення мінеральних добрив. *Шляхи вирішення проблем механізації, енергоефективності та логістики в аграрному секторі в період воєнного часу*:

- збірник матеріалів Всеукраїнської науково-практичної конференції № 20 (17 листопада 2023). Ніжин. С. 98–100. URL: <http://ela.nati.org.ua:8080/xmlui/handle/123456789/1039> (дата звернення: 03.11.2025).
18. Munir, A., Salah, M. A., Ali, M. et al. (2024). Advancing Agriculture: Harnessing Smart Nanoparticles for Precision Fertilization. *BioNanoSci.*, 14, 3846–3863. <https://doi.org/10.1007/s12668-024-01597-5> (дата звернення: 03.11.2025).
19. Одарченко, М. С., Одарченко, А. М., Степанов, В. І., Черненко, Я. М. (2017). *Основи охорони праці*. URL: https://duikt.edu.ua/uploads/l_1503_26069375.pdf (дата звернення: 03.11.2025).
20. Олійник, О. В. *Розробка математичної моделі гідравлічного привода розкидача мінеральних добрив*. Рукопис. URL: <http://socrates.vsau.org/repository/getfile.php/15878.pdf> (дата звернення: 03.11.2025).
21. Rudvalytė, J., & Jotautienė, E. (2025). RESEARCH ON GARLIC FERTILIZATION TECHNOLOGIES. *Young Scientist, Conference/Jaunasis mokslininkas, konferencija*, 541–545. URL: <https://ejournals.vdu.lt/index.php/jm2022/article/view/7046/3863> (дата звернення: 03.11.2025).
22. Shi, Y., Hu, Z., Wang, X., Odhiambo, M. O., & Ding, W. (2018). Motion analysis and system response of fertilizer feed apparatus for paddy Variable-Rate fertilizer spreader. *Computers and Electronics in Agriculture*, 153, 239–247. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2018.08.021> (дата звернення: 03.11.2025).
23. Shi, Y., Zhu, Y., Wang, X., Zhang, X., Zheng, E., & Zhang, Y. (2025). Assessing particle application in multi-pass overlapping scenarios with variable rate centrifugal fertilizer spreaders for precision agriculture. *Artificial Intelligence in Agriculture*, 15(3), 395–406. <https://doi.org/10.1016/j.aiia.2025.04.003> (дата звернення: 03.11.2025).
24. Скирко, Є. В. (2023). *Удосконалення процесу механізації внесення мінеральних добрив з обґрунтуванням конструкції розкидача*: дипломний проєкт / наук. кер.

- С. П. Сокол. Дніпро: Дніпровський державний аграрно-економічний ун-т. 74 с. URL: <https://dspace.dsau.dp.ua/handle/123456789/8279> (дата звернення: 03.11.2025).
25. Спицький, Р. Г. (2023). *Удосконалення процесу механізації внесення мінеральних добрив з розробкою конструкції шини РМД-4: кваліфікаційна робота / наук. кер. Г. В. Теслюк*. Дніпро: Дніпровський держ. аграр.-екон. ун-т. 74 с. URL: <https://dspace.dsau.dp.ua/handle/123456789/8579> (дата звернення: 03.11.2025).
26. Zhu, Y., Wang, X., Shi, Y., Zhang, X., Zheng, E., & Lu, W. (2025). Novel detection method of fertilizer discharge flow rate for centrifugal variable spreader based on improved lightweight YOLOv5s-seg. *Computers and Electronics in Agriculture*, 230, 109896. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2025.109896> (дата звернення: 03.11.2025).

ДОДАТКИ