

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра механічної та електричної інженерії

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти
магістр

на тему: **«Удосконалення методики і технічних засобів для моніторингу,
діагностики й прогнозування тягового опору сільськогосподарських машин»**

КРМ.133ГМмд(ОНП)_21.19.000 ПЗ

Виконав: здобувач вищої освіти
за міждисциплінарною освітньо-
науковою програмою *«Сервісна
інженерія в агропромисловому
виробництві» спеціальностей
133 «Галузеве машинобудування»,
208 «Агроінженерія»*
ступеня вищої освіти магістр
групи *133ГМмд(ОНП)_21*
СІДАК Сергій

Керівник: канд. техн. наук, доцент
КАНІВЕЦЬ Олександр

Полтава – 2026 року

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерно-технологічний

Кафедра механічної та електричної інженерії

Міждисциплінарна освітньо-наукова програма

«Сервісна інженерія в агропромисловому виробництві»

Спеціальності: 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія»

Ступінь вищої освіти *магістр*

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри механічної
та електричної інженерії,**

канд. техн. наук, доцент,

Станіслав ПОПОВ

30 червня 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

СІДАК Сергій

1. Тема роботи: *«Удосконалення методики і технічних засобів для моніторингу, діагностики й прогнозування тягового опору сільськогосподарських машин»*, керівник роботи *канд. техн. наук, доцент КАНІВЕЦЬ Олександр*, затверджено засіданням кафедри, протокол №18 від 30.06.2025 р.

2. Строк подання здобувачем вищої освіти роботи – 20 травня 2026 р.

3. Вихідні дані до роботи: *аналіз літературних джерел Полтавської обласної універсальної наукової бібліотеки імені Івана Котляревського; аналіз літературних джерел Національної бібліотеки України імені Володимира Вернадського; сучасний досвід підприємств машинобудування та АПК за тематичним спрямуванням.*

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

Розділ 1. Аналіз існуючих досліджень.

Розділ 2. Теоретичні положення.

Розділ 3. Методика досліджень.

Розділ 4. Результати експериментів.

Розділ 5. Практична реалізація розробок.

5. Перелік ілюстраційного матеріалу: *титкульний аркуш; назва теми, мета і задачі дослідження; огляд літературних джерел; теоретичні положення; методика досліджень (моделі, плани експериментів, перевірка адекватності математичних моделей); результати експериментальних досліджень; висновки.*

6. Консультанти розділів *кваліфікаційної роботи*

Розділ	Власне ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання отримав
Практична реалізація розробок	Володимир ДУДНИК, доцент кафедри механічної та електричної інженерії		
	Петро МАКАРЕНКО, професор кафедри економіки та публічного управління		
	Павло ПИСАРЕНКО, завідувач кафедри екології, збалансованого природокористування та захисту довкілля		

7. Дата видачі завдання 30 червня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з.п.	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вибір і затвердження теми роботи	До 30.06.25	
2	Складання і затвердження розгорнутого плану та завдання на кваліфікаційну роботу	21.07-27.07.25	
3	Опрацювання літературних джерел	15.12-28.12.25	
4	Збір, вивчення і обробка інформації, необхідної для виконання роботи	20.04-26.04.26	
5	Виконання розділів роботи	27.04.26-10.05.26	
6	Оформлення тексту роботи		
7	Попередній захист роботи на кафедрі	11.05-15.05.26	
8	Доопрацювання роботи з урахуванням зауважень і пропозицій	18.05-20.05.26	
9	Нормалізаційний контроль		
10	Захист кваліфікаційної роботи	25.05-31.05.26	

Здобувач вищої освіти _____
(підпис)

Сергій СІДАК

Керівник роботи _____
(підпис)

Олександр КАНІВЕЦЬ

АБСТРАКТ

Пояснювальна записка: 5 розділів, 34 рисунків, 6 таблиць, 30 використаних джерел, 76 сторінок.

Об'єкт дослідження – методи та засоби визначення тягового опору сільськогосподарських машин у перехідних режимах роботи машино-тракторних агрегатів в умовах експлуатації.

Предмет дослідження – закономірності, що дозволяють визначати тяговий опір сільськогосподарських машин у перехідних режимах роботи машино-тракторних агрегатів.

Постановка актуальної технічної задачі – потрібно розробити вимірювально-обчислювальний комплекс, що дозволить зменшити трудомісткість та експлуатаційні витрати під час визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах.

Мета кваліфікаційної роботи магістра: зменшення трудомісткості та експлуатаційних витрат під час визначення тягового опору в експлуатаційних умовах шляхом вдосконалення методики та засобів, що застосовуються для всіх типів сільськогосподарських машин.

Практичне значення кваліфікаційної роботи магістра – полягає в розробці оперативної методики та вимірювально-обчислювального комплексу, що включає технічні, апаратні та програмні засоби, які забезпечують визначення та контроль тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах із мінімальними витратами праці та коштів.

У першому розділі обґрунтовано актуальність контролю тягового опору сільськогосподарських машин як ключового параметра МТА, що впливає на продуктивність, витрату палива та технічний стан техніки. Проведено аналіз розрахункових і експериментальних методів визначення тягового опору, розглянуто конструкції динамометрів та тензOMETричних пристроїв. Встановлено, що існуючі засоби здебільшого фіксують лише горизонтальну складову опору і потребують значних витрат часу та коштів.

Найперспективнішим визнано динамічний метод на основі перехідних процесів двигуна. На цій підставі сформульовано мету та завдання дослідження –

вдосконалення методики і засобів визначення тягового опору для всіх типів машин в експлуатаційних умовах.

У другому розділі виявлено недоліки існуючої динамічної методики визначення тягового опору – складність визначення приведеної маси трактора та прискорення МТА через буксування – і запропоновано шляхи їх усунення. Для усунення цих недоліків розроблено методику розгону з еталонним навантаженням та сконструйовано навантажувальний пристрій масою до 900 кг, а також методику визначення прискорення МТА за допомогою шляховимірального колеса з індукційним датчиком.

Розроблено та укомплектовано вимірювально-обчислювальний комплекс на основі ПК, АЦП та індукційних датчиків обертів, а також триетапну методику визначення тягового опору з обробкою даних у середовищах Excel та MathCad.

У третьому розділі описано програму та методику експериментальних досліджень, спрямованих на перевірку працездатності розробленої методики шляхом порівняння її результатів зі стандартною. Досліджувалися два причіпні агрегати – подрібнювач поживних залишків ППО-4,5 та культиватор КПС-4 – на стерні озимої пшениці. Для забезпечення достовірності прийнято довірчу ймовірність $\alpha=0,95$ і п'ятикратну повторюваність дослідів.

За стандартною методикою тяговий опір вимірювався динамометричним вузлом у складі ВОК з наступним визначенням середнього, максимального та мінімального значень, а також коефіцієнта варіації та ступеня нерівномірності. За запропонованою методикою проходило зважування трактора в різних конфігураціях і виконувались розгони на III–VIII передачах з фіксацією сигналів датчиків обертів двигуна та шляховимірального колеса.

У четвертому розділі наведено результати експериментальної перевірки запропонованої методики за стандартною методикою середній тяговий опір ППО-4,5 склав 8535 Н, КПС-4 – 9616 Н. За запропонованою методикою отримано близькі значення: 8433 Н та 9419 Н відповідно. Адекватність результатів підтверджено за критерієм Стьюдента з довірчою ймовірністю 95%.

Приведена маса трактора МТЗ-80 на різних передачах склала від 8407 кг (VIII) до 18809 кг (III), що підтверджує коректність розробленої методики визначення

цього параметра.

Похибка в значення тягового опору за запропонованою методикою становила 1,19 % проти 1,9 % за стандартною. Загальна трудомісткість знизилася з 6,0 до 4,0 людино-годин, тобто в 1,5 раза.

У п'ятому розділі розглянуто практичну реалізацію розробок у трьох аспектах.

Охорона праці. Визначено основні групи ризиків при діагностиці сільськогосподарської техніки - механічні, хімічні та ергономічні. Запропоновано організаційні заходи безпеки: складання плану-карти операцій, застосування процедури LOTO, використання засобів індивідуального захисту та регулярне навчання персоналу.

Екологічна експертиза. Виявлено основні негативні впливи МТА на навколишнє середовище (забруднення ґрунту та атмосфери, ущільнення ґрунту, шум). Встановлено, що запропонована методика є екологічно кращою за стандартну завдяки скороченню кількості проходів агрегату та відмові від залучення додаткової техніки. Методика відповідає чинному екологічному законодавству України і не потребує проходження державної екологічної експертизи.

Економічна ефективність. Показано, що застосування вдосконаленої методики та ВОК дозволяє знизити трудомісткість на 33,3 %, зменшити питомі експлуатаційні витрати з 25,1 до 11,7 тис. грн. на одне вимірювання, а річну економію експлуатаційних витрат -267,6 тис. грн. Чистий дисконтований дохід становитиме 1637 тис. грн.

Рекомендації щодо використання результатів роботи: рекомендується використовувати в ремонтно-технічних підрозділах аграрних підприємств та станціях технічного обслуговування для періодичного контролю технічного стану сільськогосподарських машин, встановлення норм виробітку та витрати ПММ. Розроблені методика і ВОК можуть застосовуватися науково-дослідними установами при випробуванні нової техніки, а також в освітньому процесі закладів вищої освіти аграрного профілю. Перспективним напрямком подальшого розвитку є адаптація методики до навісних машин і тракторів інших тягових класів та її інтеграція із системами точного землеробства.

Сфера застосування результатів роботи: результати магістерської роботи можуть бути застосовані в ремонтно-технічних підрозділах аграрних підприємств, машинно-технологічних станціях та станціях технічного обслуговування для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах, оцінки їх технічного стану та обґрунтування норм витрати паливно-мастильних матеріалів. Розроблені методика та вимірювально-обчислювальний комплекс можуть використовуватися науково-дослідними установами при порівняльних випробуваннях сільськогосподарської техніки, а також в освітньому процесі аграрних закладів вищої освіти при підготовці фахівців з агроінженерії.

Ілюстраційна частина кваліфікаційної роботи – 13 аркушів.

Результат перевірки тексту пояснювальної записки на плагіат за допомогою сервісу StrikePlagiarism: унікальність тексту – 96,87 %.

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота присвячена вдосконаленню методів і засобів визначення опору тяги сільськогосподарської техніки в робочих умовах. У роботі проаналізовано існуючі методи та засоби визначення опору тяги, визначено їхні основні недоліки та запропоновано шляхи їх усунення. Розроблено вдосконалену динамічну методику, що базується на оцінці перехідних процесів у двигуні під час прискорення МТЗ, методику визначення еквівалентної маси трактора на різних передачах із використанням еталонного навантажувального пристрою, а також методику визначення прискорення агрегату за допомогою одометричного колеса.

Для реалізації запропонованої методики розроблено та зібрано вимірювально-обчислювальну систему на основі індуктивних датчиків швидкості та аналого-цифрового перетворювача. Експериментальна перевірка з використанням подрібнювача поживних речовин IPO-4.5 та культиватора КПС-4 підтвердила достовірність результатів за t-критерієм Стюдента з рівнем довіри 95 %. Застосування цієї розробки дозволяє в 1,5 рази знизити трудомісткість визначення опору тяги, зменшити похибку вимірювання з 1,9 % до 1,19 % та отримати щорічну економічну вигоду у вигляді чистого дисконтованого доходу в розмірі 1 637 000 грн.

ТЯГОВИЙ ОПІР, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКА МАШИНА, МАШИНО-ТРАКТОРНИЙ АГРЕГАТ, ДИНАМІЧНА МЕТОДИКА, ПРИВЕДЕНА МАСА ТРАКТОРА, ВИМІРЮВАЛЬНО-ОБЧИСЛЮВАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС, ІНДУКЦІЙНИЙ ДАТЧИК, ПЕРЕХІДНИЙ ПРОЦЕС, КУТОВЕ ПРИСКОРЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ УМОВИ.

ANNOTATION

This master's thesis is devoted to improving the methods and means of determining the traction resistance of agricultural machinery under operating conditions. The thesis analyzes existing methods and means of determining traction resistance, identifies their main shortcomings, and proposes ways to address them. An improved dynamic methodology has been developed, based on the evaluation of engine transient processes during MTA acceleration, a methodology for determining the equivalent mass of the tractor in different gears using a reference loading device, as well as a methodology for determining the unit's acceleration using a odometer wheel. To implement the proposed methodology, a measurement and computing system based on inductive speed sensors and an analog-to-digital converter was developed and assembled. Experimental verification using the IPO-4.5 crop residue shredder and the KPS-4 cultivator confirmed the validity of the results according to the Student's t-test with a 95% confidence level. The application of this development allows for a 1.5-fold reduction in the labor intensity of determining traction resistance, a reduction in measurement error from 1.9% to 1.19%, and an annual economic benefit in the form of net discounted income of 1,637,000 UAH.

TRACTION RESISTANCE, AGRICULTURAL MACHINE, MACHINE-TRACTOR COMBINATION, DYNAMIC METHODOLOGY, TRACTOR EQUIVALENT WEIGHT, MEASURING AND COMPUTATIONAL SYSTEM, INDUCTIVE SENSOR, TRANSITIONAL PROCESS, ANGULAR ACCELERATION, OPERATING CONDITIONS.

ЗМІСТ

Вступ	11
Розділ 1 Аналіз існуючих досліджень	14
1.1 Обґрунтування необхідного періодичного контролю тягового опору сільськогосподарських машин	14
1.2 Методи визначення тягового опору сільськогосподарських машин	17
1.2.1 Методи розрахунку	17
1.2.2 Експериментальні розрахунки	19
1.2.3 Динамометри для визначення тягового опору сільськогосподарських машин	24
1.3 Прилади для визначення тягового опору сільськогосподарських машин ..	27
Розділ 2 Теоретичне положення	31
2.1 Ресурсозбереження як критерій оптимізації при вдосконаленні методики та засобів визначення тягового опору сільськогосподарських машин.....	31
2.4 Розробка методики та технічного пристрою для визначення при скорення машинно-тракторного агрегату на передніх режимах.....	36
2.5 Розробка та комплектування вимірювально-обчислювального комплексу для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах.....	38
2.6 Розробка методики визначення тягового опору сільськогосподарських машин	41
Розділ 3 Методика досліджень	47
3.1 Програма експериментальних досліджень	47
3.2 Визначення тягового опору сільськогосподарських машин	49
3.2.1 Визначення тягового опору сільськогосподарських машин за стандартною методикою ..	51
3.2.2 Визначення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за запропонованою методикою	53
Розділ 4 Результати експерименту	56

4.1	Результати визначення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за стандартною методикою	56
4.2	Результати визначення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за запропонованою методикою	56
4.3	Результати визначення тягового опору підійнювача пожнивних залишків ППО-4,5 за запропонованою методикою	63
4.4	Результати визначення тягового опору культиватора для суцільної обробки ґрунту КПС-4 за запропонованою методикою	65
	Розділ 5 Практична реалізація розробок	70
5.1	Охорона праці	70
5.2	Екологічна експертиза	71
5.3	Економічна ефективність розробки	72
	Висновки	75
	Список використаних джерел	77

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Продуктивність та паливна економічність машино-тракторних агрегатів (МТА) залежать від багатьох факторів і умов виробництва, і насамперед від енергоємності процесу [1]. Головним показником енергоємності процесу є тяговий опір сільськогосподарських машин.

Тяговий опір сільськогосподарських машин є найважливішим енергоємним параметром МТА. Визначення його величини в умовах експлуатації необхідне для вибору найбільш продуктивних складів агрегатів і режимів їх роботи, встановлення технічно обґрунтованих норм виробітку та витрати паливно-мастильних матеріалів (ПММ), забезпечення контролю за технічним станом сільськогосподарських машин, правильністю їх регулювання; розрахунку та конструювання нових, менш енергоємних робочих органів і машин тощо.

Вимірювання величини тягового опору причіпних машин не становить складності й здійснюється за допомогою простого динамометричного вимірювання. Щодо навісних та низки напівнавісних машин, то це завдання значно ускладнюється тим, що вектор тягового опору в цьому випадку спрямований не по одній лінії, а розподілений по тягах навіски.

Аналіз існуючих методів і засобів визначення тягового опору навісних сільськогосподарських машин дозволяє зробити висновок, що всім їм притаманні певні недоліки: або вони не забезпечують достатньої точності, або мають складну конструкцію, або вимагають складної вимірювально-реєструвальної апаратури та значних витрат праці на обробку результатів вимірювань, або не є універсальними для всього шлейфу використовуваних машин. Відсутність простого та надійного способу визначення цього показника призводить до різноманітності використовуваних пристроїв, що виготовляються часто власними силами, а це спричиняє різну достовірність отриманих результатів. Тому розробка та вдосконалення методик визначення тягового опору сільськогосподарських машин, прийнятних не тільки для машиновиготовлювальних станцій, але й для пересічних господарств, є вельми актуальною і представляє значний інтерес.

Мета дослідження: зменшення трудомісткості та експлуатаційних витрат під час визначення тягового опору в експлуатаційних умовах шляхом вдосконалення методики та засобів, що застосовуються для всіх типів сільськогосподарських машин.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення таких дослідницьких завдань:

1. Провести аналіз існуючих методик та засобів визначення тягового опору сільськогосподарських машин, сформулювати шляхи їх удосконалення.
2. Удосконалити методику та скласти комплекс вимірювально-обчислювальний комплекс для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах.
3. Виконати виробничу перевірку удосконаленої методики та вимірювально-обчислювального комплексу для визначення тягового опору сільськогосподарських машин.
4. Обґрунтувати економічну ефективність застосування вдосконаленої методики та вимірювально-обчислювального комплексу, що її реалізує.

Об'єкт дослідження – методи та засоби визначення тягового опору сільськогосподарських машин у перехідних режимах роботи машинно-тракторних агрегатів в умовах експлуатації.

Предмет дослідження – закономірності, що дозволяють визначати тяговий опір сільськогосподарських машин у перехідних режимах роботи машино-тракторних агрегатів.

У роботі представлено розроблені методики та вимірювально-обчислювальний комплекс, що дозволяють зменшити трудомісткість та експлуатаційні витрати під час визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах.

Практичне значення роботи полягає в розробці оперативної методики та вимірювально-обчислювального комплексу, що включає технічні, апаратні та програмні засоби, які забезпечують визначення та контролю тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах із мінімальними витратами праці та коштів.

Комплексний підхід до вдосконалення методики та засобів визначення тягового опору сільськогосподарських машин дозволив:

- розробити технічний пристрій для визначення приведеної маси тракторів на різних передачах.
- розробити технічний пристрій для визначення прискорення машино-тракторних агрегатів у перехідних режимах.
- розробити та укомплектувати вимірювально-обчислювальний комплекс для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в умовах експлуатації.

Робота налічує 80 сторінок друкованого тексту, містить п'ять основних розділів, висновок та список літератури.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Обґрунтування необхідності періодичного контролю тягового опору сільськогосподарських машин

Тяговий опір сільськогосподарських машин є найважливішим енергоспіночним параметром КІТА. Визначення його величини в умовах експлуатації необхідне для вибору найбільш продуктивних складів агрегатів і режимів їх роботи, встановлення технічно обґрунтованих норм виробітку та витрати паливно-мастильних матеріалів (ПММ), забезпечення контролю за технічним станом сільськогосподарських машин, правильністю їх регулювання; розрахунку та конструювання нових, менш енергоємних робочих органів і машин тощо [2].

Вимірювання величини тягового опору причіпних машин не становить складності й здійснюється за допомогою простого динамометричного вимірювання. Щодо навісних та низки напівнавісних машин, то це завдання значно ускладнюється тим, що вектор тягового опору в цьому випадку спрямований не по одній лінії, а розподілений по площі навіски.

Продуктивність та паливна економічність МТА [3] визначаються за залежностями:

$$W = \frac{N_{e \text{ ном}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_f \cdot \eta_{\delta}}{k} \cdot \tau, \quad (1.1)$$

$$q = \frac{G}{W} = \frac{q_{\text{т}} \cdot k}{N_{e \text{ ном}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_f \cdot \eta_{\delta} \cdot \tau} \quad (1.2)$$

де $N_{e \text{ ном}}$ – ефективна потужність двигуна в номінальному режимі, Вт;

$\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії трактора

η_f – коефіцієнт опору перекочуванню;

η_{δ} – коефіцієнт пробуксовки коліс трактора.

k – питомий опір сільськогосподарської машини, Н/м;

τ – коефіцієнт використання робочого часу,

G_{τ} – година витрата палива двигуна трактора, кг/год.

Номинальна ефективна потужність двигуна є показником енергооснащеності процесу, а питомий опір сільськогосподарської машини – показником її питомої енергоємності.

Питомий опір сільськогосподарської машини – це тяговий опір, що припадає на одиницю ширини захвату, який визначається за формулою:

$$k = \frac{R_m}{B_p} \text{ Н/м}, \quad (1.3)$$

де R_m – тяговий опір сільськогосподарської машини, Н;

B_p – ширина захвату (робота) машини, м.

Для плугів питомий опір – це відношення його тягового опору до одиниці площі перерізу пласта:

$$k_{пл} = \frac{R_{пл}}{a \cdot b} \text{ Н/м}^2, \quad (1.4)$$

де $R_{пл}$ – тяговий опір плуга, Н.

a, b – відповідно глибина сьорки та ширина захвату плуга, м.

Тяговим опором сільськогосподарської машини називають силу, необхідну для її переміщення з технологічно допустимою швидкістю руху під час виконання технологічної операції.

Тяговий опір сільськогосподарської машини, що агрегатується, є вихідним параметром для:

- енергетичної оцінки МТА (оцінки технічного стану та завантаження) з метою вибору найбільш раціонального його складу та режимів роботи;
- встановлення технічно обґрунтованих норм вироблення та витрати ПММ;
- забезпечення контролю за технічним станом сільськогосподарських машин, правильністю їх регулювання тощо;

– розрахунку та конструювання нових, менш енергоємних робочих органів і машин.

До основних факторів, що впливають на тяговий опір сільськогосподарських машин, належать: природно-кліматичні фактори; конструктивні фактори; експлуатаційні фактори. До природно-кліматичних факторів належать: тип і стан ґрунтів; рельєф оброблюваних ґолів; метеорологічні умови даної зони. Поліпшення природно-кліматичних умов передбачає: вирівнювання полів, усунення заростання, кам'янистості та замулення полів, структурування ґрунту.

Серед конструктивних факторів найбільший вплив мають: тип машини; форма та кількість; матеріал і якість обробки робочих органів; маса машини; тип і конструкція ходового механізму.

Зниження тягового зусилля сільськогосподарських машин можна досягти за рахунок:

– використання навісних машин (менша маса, відсутність ходового механізму);

– використання в ходовому механізмі пневматичних коліс замість металевих;

– поліпшення якості поверхонь робочих органів (у тому числі за рахунок спеціальних покриттів);

– заміни тертя-ковзання на тертя-кочення в опорних колесах та інших механізмах.

Серед експлуатаційних факторів найбільший вплив мають: технічний стан робочих органів і самої машини, правильність агрегування; обраний режим роботи; спосіб руху.

Знизити тяговий опір сільськогосподарських машин можна за рахунок: якісного та своєчасного технічного обслуговування машини; правильного складання та технологічних регулювань машин; виконання технологічних операцій за оптимальних умов оброблюваного матеріалу.

Технічний стан сільськогосподарської машини залежить від її віку, а також від своєчасності та якості виконання її технічного обслуговування. У більшості розрахунків (експлуатаційних, нормативних тощо) враховується лише термін

служби. Однак несвоєчасне та неякісне обслуговування сільськогосподарських машин призводить до значного збільшення їх тягового опору (до 20-30 % і більше при різкому погіршенні якості робіт) [4].

Виходячи з вищевикладеного, тяговий опір сільськогосподарських машин є одним із найважливіших діагностичних параметрів, з його періодичний контроль дозволить підвищити надійність експлуатації та підтримувати парк машин у технічно справному стані.

1.2 Методи визначення тягового опору сільськогосподарських машин

Тяговий опір сільськогосподарської машини – це величина, яка безперервно змінюється в процесі роботи. Цю величину можна визначити або розрахунковим, або експериментальним методом. У першому випадку визначається її середнє значення, у другому – і середнє, і динамічне значення (тобто випадкова функція шляху та часу).

1.2.1 Методи розрахунку

Залежності для визначення тягового опору сільськогосподарських машин були запропоновані різними дослідниками. Однак більшість із них є подальшим розвитком та уточненням відомих формул для визначення тягового опору плугів [5]

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 \quad (1.5)$$

де R_1 – опір кочення під час переміщення плуга в борозні (тертя корпусів об дно борозни, нульових дощок об стінку борозни, тертя у втулках опорних коліс), Н;

R_2 – опір деформації ґрунту, що залежить від перерізу пласта, П;

R_3 – опір, пов'язаний із наданням кінетичної енергії частинкам ґрунту під час відкидання, Н;

R_f – опір коченню машини по полю (тертя в маточинах коліс ходового механізму, тертя коліс об ґрунт, опір ґрунту при стисканні ходовим механізмом), Н.

R_φ – опір, що виникає внаслідок тертя ковзання робочих поверхонь машини об оброблюваний матеріал, середовище, Н;

$R_{\text{деф}}$ – опір деформації оброблюваного матеріалу, Н;

$R_{\text{кин}}$ – опір, що виникає внаслідок передачі кінетичної енергії частинкам оброблюваного матеріалу, Н;

$R_{\text{пер}}$ – опір, що виникає внаслідок передачі кінетичної енергії частинкам оброблюваного матеріалу, Н,

$R_{\text{мат}}$ – опір, що виникає внаслідок переміщення оброблюваного матеріалу всередині машини, Н,

R_i – опір, пов'язаний з подоланням машиною підйому на шляху руху, Н;

R_j – опір, що виникає внаслідок сил інерції в нестационарному режимі руху, Н.

$$R_{\text{пл}} = f \cdot G_{\text{пл}} + k \cdot a \cdot b + \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot v^2 \quad (1.6)$$

де f – коефіцієнт тертя кочення,

$G_{\text{пл}}$ – вага плуга, Н,

k – питомий опір плуг-ґрунт, Н/м²;

a – глибина оранки, м;

b – ширина захвату плуга, м

ε – коефіцієнт, що враховує відкидання ґрунту,

v – швидкість руху, м/с

У загальному випадку тяговий опір сільськогосподарської машини визначається за формулою:

$$R_M = R_f + R_\varphi + R_{\text{деф}} + R_{\text{кин}} + R_{\text{пер}} + R_{\text{мат}} \pm R_i \pm R_j \pm R_v + R_{\text{вон}} \quad (1.7)$$

де R_v – опір повітря під час руху, Н.

$R_{\text{взм}}$ – опір, пов'язаний із пригодом робочих органів машини за допомогою вала відбору потужності, Н.

Слід зазначити, що методи розрахунку тягового опору сільськогосподарських машин відображають його динамічну природу та вимагають від дослідників тривалих експериментів для визначення значень окремих коефіцієнтів та їх складових за різних конкретних умов. Це обмежує застосування розрахункових методів.

1.2.2 Експериментальні методи

Експериментальні методи визначення тягового опору сільськогосподарських машин полягають у їхньому динамометричному вимірюванні. Вимірювання величини тягового опору причіпних сільськогосподарських машин не становить складності. Воно здійснюється динамометрами, встановленими між трактором і сільськогосподарським знаряддям. Щодо навісних машин, це завдання значно ускладнюється, оскільки вектор тягового опору в цьому випадку спрямований не по одній лінії, а розподілений по тягах навіски. Крім того, застосування навісних і напівнавісних машин у певних умовах викликає перерозподіл навантаження на колеса, що впливає на зміну витрат потужності на перекочування та буксування. Неможливість більш точного визначення витрат потужності в цих умовах призвела до необхідності розробки нових методів [6].

Усі методи експериментального визначення тягового опору навісних та причіпних сільськогосподарських машин поділяються на дві групи:

- методи прямого вимірювання, коли силомірний пристрій у комплекті з іншою апаратурою дозволяє безпосередньо в певному масштабі отримати значення шуканого параметра:

- методи непрямого визначення шуканого параметра за результатами вимірювань значень будь-яких інших параметрів.

Як силоміри використовуються механічні або гідравлічні тягові динамометри різних типів, тензометричні тягові ланки, тензометричні пальці, тяги або балки, а в деяких випадках – і вимірювачі крутного моменту.

Конструктивно пристрої для визначення тягового опору сільськогосподарських машин можуть розміщуватися [7]: між сільськогосподарським знаряддям та гідронавісною системою трактора; у місцях контакту гідронавісної системи трактора зі знаряддям; у тягах або на тягах гідронавісної системи трактора; між трактором і його гідронавісною системою; тільки в тракторі, без контакту з його гідронавісною системою або сільськогосподарським знаряддям; на двигуні.

Застосування методів прямого вимірювання дозволяє безпосередньо в певному масштабі отримувати значення тягового опору навісних машин. Залежно від варіанту може бути здійснено лінійне, площинне або просторове динамометричне вимірювання.

Розглянемо найбільш поширені серед методів прямого вимірювання [8]:

1. Метод (динамометричної) тензометричної рамки. Цей метод являє собою одну зі схем динамометричного трактора. При цьому спеціальна рамка розташована під рамою трактора і має відносно неї лише один ступінь свободи – у поздовжньому напрямку. Цей ступінь свободи обмежується силомірною ланкою, тензометром або динамометром, розташованим між передньою частиною рамки та рамою трактора. У задній частині рамки розташовується навісна система трактора.

Для динамометричного вимірювання навісних машин використовуються шарнірно-важільні пристрої, встановлені під трактором таким чином, що горизонтально-поздовжня складова сили опору такої машини може бути безпосередньо виміряна силомірною ланкою.

Точність цього методу залежить від якості шарнірів та пристроїв, що обмежують переміщення. Недоліки методу полягають у необхідності виготовлення таких рам і пристроїв для кожного трактора та в трудомісткості їх монтажу. Крім того, цей метод придатний лише в тому випадку, коли система навіски трактора знаходиться в «плаваючому» положенні і в підйомних тягах (розкосах) відсутні сили, що виникають при здійсненні силового регулювання глибини обробки. Метод динамометричного (тензометричного) навішування

Цей метод за конструктивним розташуванням навішування розрізняють таким чином: на шліськогосподарській машині; між гідронавішуванням трактора та машиною; між гідронавішуванням трактора та самим трактором.

Застосування цього методу забезпечує досить високу точність. Його головний недолік – несумісність з усім парком навісних машин. Крім того, потрібна спеціальна реєстраційна апаратура.

4. Метод динамометричних (тензометричних) тяг і розкосів. Цей метод полягає у встановленні їх на тракторі замість тяг і розкосів навісної системи. В якості силомірів у тягах і розкосах застосовуються гідравлічні або тензометричні силоміри. Застосовуються також тяги з вмонтованими в них силомірами гвинтовими пружинами.

Застосування цього методу дозволяє реєструвати зміни зусиль у тягах і розкосах у часі. Однак необхідність одночасної реєстрації великої кількості параметрів (зусиль у тягах, а також кутів їхнього нахилу в різних площинах) призводить до неминучого збільшення похибки та трудомісткості обробки результатів вимірювань.

3. Метод тензометричних пальців. Цей метод ґрунтується на тому, що величина зусиль, які навантажують тяги навісної системи, визначається за величиною реакції у шарнірах, що з'єднують тяги з трактором. Для цієї мети на цапфи шарнірів (тензометричні пальці) наклеюють дротові або фольгові тензорезистори. Тензометричні пальці можуть бути як одноопорними (позвольними), так і двоопорними. Наклеювання тензорезисторів у горизонтальній площині дозволяє виміряти горизонтальну складову зусиль, яким навантажена тяга, незалежно від величини її нахилу до площини колії. Тензорезистори, наклеєні у вертикальній площині, вимірюють вертикальну складову зусиль.

Застосування цього методу усуває необхідність математичної обробки результатів вимірювань зусиль у кожному тяговому елементі навісної системи та дозволяє визначати шукані величини, необхідні для динамічного розрахунку тракторних агрегатів, за допомогою простіших методів і обчислень. Однак мала вихідна напруга вимірювальних мостів вимагає обов'язкового значного підсилення вихідних сигналів, що призводить до виникнення додаткових похибок вимірювання.

Серед непрямих методів найбільшого поширення набули такі [9]:

1. Метод буксирування. Трактор із навісною або напівнавісною машиною, робочі органи якої заглиблені, буксирується іншим, більш потужним трактором-тягачем. Основні недоліки цього методу полягають у тому, що:

- залежно від положення машини (робочого чи транспортного) відбуватиметься перерозподіл навантажень на мостах колісного трактора та зміщення центру тиску гусениць на ґрунт у гусеничного трактора, що призводить до різних значень опору переключенню трактора в робочому та транспортному стані;
- протягування трактора в робочому та транспортному станах здійснюється на різних ділянках поля та не одночасно, що також призводить до похибок.

2. Метод динамометричного трактора. Динамометричні трактори оснащені ротажними динамометрами або тензоосями, що забезпечують вимірювання крутного моменту або на валу двигуна, або на піввісях ведучих коліс (зірочок).

Недоліками цього методу є складність обладнання та роздільне (за часом і місцем) визначення вимірюваних параметрів під час робочого та холостого ходів, що призводить до похибок, аналогічних похибкам методу протягування. Додаткову похибку спричиняє зміна ККД трансмісії під час робочого та холостого ходів.

3. Метод із використанням тягової характеристики трактора. Для трактора з налагодженим на задану глибину ходу знаряддям вимірюють витрату палива та швидкість. Знаючи швидкість, робочу передачу, годинну витрату палива за тяговою характеристикою, отриманою на аналогічному ґрунтовому фоні, визначають тягове зусилля, що створюється трактором, і прирівнюють його до тягового опору машини.

4. Метод, заснований на вимірюванні частоти обертання ротора турбокомпресора. Цей метод полягає в тому, що при фіксованій частоті обертання колінчастого вала двигуна послідовно визначаються частоти обертання ротора турбокомпресора спочатку на холостому ході агрегату, а потім на робочому ході при одній і тій самій робочій передачі. За різницею судять про значення тягового опору.

Перевагою цього методу є невисока трудомісткість та простота визначення тягового опору.

Основні недоліки цього методу полягають у: складності визначення коефіцієнтів пропорційності для різних сільськогосподарських машин; можливості застосування лише для тракторів із газотурбінним нагнітачем (ГТН); збільшенні похибки визначення тягового опору у разі некоректної роботи ГТН.

5. Динамічний метод визначення тягового опору сільськогосподарських машин за параметрами перехідних процесів двигуна. Цей метод ґрунтується на динамічному підході й полягає у проведенні розгону елементів машино-тракторного агрегату та трактора з фіксацією відповідних значень кутового прискорення колінчастого вала двигуна.

До переваг цього методу можна віднести простоту, легкість реалізації за допомогою нескладної та компактної апаратури, оперативність (невисоку трудомісткість), універсальність (можливість застосування для визначення тягового опору будь-яких типів машин-тракторних агрегатів). До недоліків даного методу належать складність визначення значень моментів інерції елементів МТА, приведених до колінчастого вала.

На рисунку 1.1 наведено класифікацію методів визначення тягового опору сільськогосподарських машин.

Рисунок 1.1 – Класифікація методів визначення тягового опору сільськогосподарських машин

1.2.3 Динамометри для визначення тягового опору сільськогосподарських машин

Невід'ємним компонентом при визначенні тягового опору сільськогосподарських машин є динамометри – прилади для вимірювання сили або моменту сили, що складаються з силового ланки (пружного елемента) та показового пристрою.

За принципом дії динамометри для визначення тягового опору сільськогосподарських машин класифікуються на механічні, гідравлічні та електричні (рисунок 1.2) [10].

Рисунок 1.2 – Класифікація динамометрів для визначення тягового опору сільськогосподарських машин

Механічні динамометри

Механічні динамометри класифікують на пружинні (малюнок 1.3 а) та важелові (малюнок 1.3 б) [11].

а – пружинний

б – важільний

Рисунок 1.3 – Механічні динамометри

Гідравлічні динамометри

Принцип роботи гідравлічних динамометрів (малюнок 1.4) ґрунтується на стисненні рідини в циліндрі під дією вимірюваної сили. Під тиском рідина надходить по трубці до резистора або датчика й реєструється. Гідравлічні динамометри використовуються як вимірювачі крутного моменту [12].

Рисунок 1.4 – Гідравлічний динамометр

Електричні динамометри

Принцип роботи електричних динамометрів ґрунтується на перетворенні зусилля, що призводить до деформації чутливого елемента, в електричний сигнал. Процес перетворення включає в себе низку послідовних операцій, які відбуваються на фізичному та електричному рівнях. На фізичному рівні прикладена сила викликає

деформації пружного елемента та закріпленого на ньому тензодатчика. На електричному рівні відбувається перетворення величини деформації в аналоговий сигнал. У наступних операціях сигнал перетворюється у зручну для використання форму [13].

Принцип дії електричних динамометрів ґрунтується на різних фізичних явищах, що дозволило створити такі типи датчиків: резистивні; магнітні; тактильні; п'єзореzonансні; ємнісні; п'єзоелектричні.

Найчастіше (у понад 95 % випадків) застосовуються резистивні датчики сили. Це зумовлено широким діапазоном сприйманих зусиль (від 5 Н до 5 МН) та точністю вимірювання. Вони можуть використовуватися під дією статичних і динамічних навантажень. Істотною перевагою датчиків цього типу є лінійність вихідного сигналу.

Рисунок 1.5 – Дротовий тензорезистор: 1 – чутливий елемент; 2 – підкладка;
3 – виводи; 4 – захисна плівка

Чутливим елементом датчика є тензорезистор (рисунок 1.5). Датчик являє собою тонкий дрот 1, жорстко закріплений на тонкій підкладці 2. Кінці дроту забезпечені виводами 3 для зовнішніх підключень. Зі загоподібно укладений дрот чутливого елемента та місця з'єднання його з виводами закриті захисною плівкою 4.

Тензорезистор підкладкою приклеюється до пружного елемента, що сприймає навантаження. Останній під дією сили деформується і викликає деформацію тензорезистора. Зміна довжини дроту під дією сил розтягування або стискання

призводить до пропорційної зміни величини його опору. Зв'язок між величиною деформації тіла і діючою на нього силою підпорядковується закону Гука.

Зазвичай тензорезистори вбудовують у плечі чутливих мостових схем. У цьому випадку про діючу силу судять за напругою в ділянці моста.

Незважаючи на велику кількість виробників, види тензодатчиків обмежуються консольними балками згину та зсуву, датчиками стиснення, датчиками типу «платформа» та S-подібними датчиками розтягування та стиснення (рисунок 1.6)

Рисунок 1.6 – Основні типи тензодатчиків: а – консольна балка згину; б – консольна балка зсуву; в – датчик типу «платформа»; г – датчик стиснення; д – S-подібний датчик

Можна зробити висновок, що для визначення тягового опору сільськогосподарських машин найбільш придатними є тензорезистивні датчики сили. Вибір типу тензодатчика та його максимально допустимої сили здійснюється залежно від характеристик випробовуваних машин.

1.3 Прилади для визначення тягового опору сільськогосподарських машин

Розглянемо деякі конструкції пристроїв для визначення тягового опору навісних сільськогосподарських машин (тензометричних пристроїв) (рисунок 1.7).

Тензометричний пристрій (рисунок 1.7 а) дозволяє вимірювати лише горизонтальні складові зусиль у трьох точках, а також підсумовувати ці складові без

урахування впливу згинальних і крутних моментів. Тензонавіска являє собою перехідну рамку між плугом і робочою машиною, що застосовується для визначення тягового опору навісних сільськогосподарських машин [14].

Рисунок 1.7 – Кінематичні схеми тензометричних пристроїв. 1 – точка кріплення машини; 2 – точка кріплення навісного обладнання трактора; 3 – тензодатчик

Тензометричний пристрій (рисунк 1.7 б) застосовується для дослідження тягового опору сільськогосподарських машин і являє собою три тяги тракторної навіски з наклеєними на них тензометричними датчиками. Таке технічне рішення має високу конструктивну простоту, однак інтерпретація отриманих даних є складним завданням, що вимагає додавання показань трьох датчиків. При цьому залишається невирішеним питання щодо впливу на достовірність даних згинальних і крутних моментів, що виникають у тягах, особливо під час випробування несиметричних знарядь.

Тензометричний пристрій (рисунк 1.7 в), у якому всі тензонавіси з'єднані між собою в одному вузлі. Два нижні виконані як одне ціле з горизонтальною віссю. У верхній частині стійка закінчується вилкою, що має з одного боку тензонавісь, а з

іншого – з'єднувальний шарнір. Подібний метод дозволяє, порівняно з використанням динамометричних тяг, визначати вимірювання простішими способами та з простішими обчисленнями.

Тензометричний пристрій (рисунок 1.7 г) призначений для дослідження горизонтальної складової тягового опору. У ньому використано одну тензометричну ланку, що значно спрощує обробку даних і не вносить додаткових похибок у вимірювання. Однак конструювання тензометричного навішування вимагає зняття з випробуваної машини її серійного навішування, що не завжди зручно.

Тензометричний пристрій (рисунок 1.7 д) призначений для дослідження тягового опору сільськогосподарських машин і складається з двох рам, розташованих одна під іншою, з'єднаних хиткими тягами. Рамки можуть рухатися одна відносно одної лише в поздовжньому напрямку. Цей ступінь свободи обмежує тензозв'язок, що з'єднує рамки під час руху вперед, та упори з гвинтовим регулюванням, які сприймають навантаження в транспортному положенні знаряддя.

Результати аналізу конструкцій тензометричних пристроїв свідчать про те, що вони здатні з достатньою точністю фіксувати лише горизонтальну складову тягового опору. Лише деякі конструкції дозволяють вимірювати вертикальну складову, а величини бічних складових тягового опору залишаються повністю не вивченими, що є істотним недоліком при дослідженні не симетричних знарядь.

Висновки до розділу

Тяговий опір сільськогосподарської машини, що агрегатується з трактором, є одним з основних параметрів МТА. Знання фактичних значень та пошук способів їхнього зниження відіграють дуже важливу роль у підвищенні продуктивності агрегату під час виконання механізованих польових робіт, а також у зниженні витрати палива.

Вимірювання величини тягового опору причіпних сільськогосподарських машин не становить складності. Здійснюється це простим динамометруванням. Щодо навісних і ряду напівнавісних машин, то це завдання значно ускладнюється тим, що вектор тягового опору в цьому випадку спрямований не по одній лінії, а розподілений по тягах навіски.

Найбільший інтерес з точки зору потенціалу розвитку викликає методика визначення тягового опору, заснована на оцінці динамічних характеристик елементів машинно-тракторного агрегату під час його розгону з робочими машинами та без них. Однак вона потребує доопрацювання, пов'язаного з розробкою окремих методик, а також технічних, апаратних і програмних засобів, що їх реалізують, які дозволяють визначати тяговий опір для всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах без застосування дорогого обладнання, істотних витрат коштів і часу на підготовку та проведення.

Метою дослідження є зниження трудомісткості та експлуатаційних витрат під час визначення тягового опору в експлуатаційних умовах шляхом вдосконалення методики та засобів, що застосовуються для всіх типів сільськогосподарських машин.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі дослідницькі завдання:

1. Провести аналіз існуючих методик та засобів визначення тягового опору сільськогосподарських машин, сформулювати шляхи їх удосконалення.
2. Удосконалити методику та скомплектувати вимірювально-обчислювальний комплекс для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах.
3. Виконати виробничу перевірку удосконаленої методики та вимірювально-обчислювального комплексу для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин.
4. Обґрунтувати економічну ефективність застосування вдосконаленої методики та вимірювально-обчислювального комплексу, що її реалізує.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Програма теоретичних досліджень включає наступні етапи:

1. Виявлення недоліків існуючої методики визначення тягового опору сільськогосподарських машин, що ґрунтується на оцінці динамічних якостей елементів машинно-тракторних агрегатів при їх розгоні.
2. Удосконалення методики та технічних засобів для визначення тягового опору сільськогосподарських машин з урахуванням виявлених недоліків.
3. Розробка та комплектування вимірально-обчислювального комплексу для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах.

2.1 Ресурсозбереження як критерій оптимізації при вдосконаленні методики та засобів визначення тягового опору сільськогосподарських машин

Пріоритетними напрямками вдосконалення методик та засобів визначення тягового опору сільськогосподарських машин є скорочення трудомісткості робіт та питомих експлуатаційних витрат.

Отже, наші дослідження спрямовані на забезпечення таких умов (критеріїв оптимізації):

$$\begin{cases} T_{R_M} \rightarrow \min \\ U_{R_M} \rightarrow \min \end{cases} \quad (2.1)$$

де T_{R_M} – трудомісткість визначення тягового опору сільськогосподарської машини, людино-годин,

U_{R_M} – питомі експлуатаційні витрати при визначенні тягового опору сільськогосподарської машини, грн.

Системний підхід передбачає строгі послідовність заходів щодо тягового опору сільськогосподарських машин.

Процес визначення тягового опору сільськогосподарських машин включає три основні етапи: підготовчий; основний; завершальний.

Таким чином, трудомісткість визначення тягового опору сільськогосподарських машин з урахуванням його складових визначається за формулою:

$$T_{R_m} = (t_{\text{підгот}} + t_{\text{осн}} + t_{\text{закл}}) \cdot L, \text{ люд-год} \quad (2.2)$$

де $t_{\text{підгот}}$, $t_{\text{осн}}$, $t_{\text{закл}}$ – відповідно тривалість підготовчого, основного та заключного етапів, год.

L – кількість залучених працівників, осіб

2.2. Методика визначення тягового опору сільськогосподарських машин заснова на оцінці динамічних характеристик МТА під час його розгону

Методика полягає в тому, що при робочому ході трактора за рахунок зниження подачі палива досягають частоти обертання колінчастого валу, що відповідає максимальному моменту, що крутить. Миттєво збільшують подачу палива до максимальної. При досягненні фіксованої частоти обертання колінчастого валу двигуна (наприклад, номінальної) під час розгону трактора вимірюють кутове прискорення колінчастого валу [15].

Під час розгону агрегату на горизонтальній ділянці рівняння руху трактора [16] має вигляд:

$$M_T \cdot (dv/dt)_{\text{роб}} = P_{\text{руш}} - P_f - P_{\text{кр}} \quad (2.3)$$

де M_T – власна маса трактора, кг;

$(dv/dt)_{\text{роб}}$ – прискорення трактора під час розгону з робочими машинами, м/с²;

$P_{\text{руш}}$ – рушійна сила трактора, Н;

P_f – опір перекочуванню, Н;

$P_{кр}$ – тягове зусилля трактора, Н.

При цьому рівняння руху сільськогосподарських машин має вигляд:

$$M_M \cdot (dv/dt)_{роб} = F_{\tau} - R_M \quad (2.4)$$

де M_M – наведена маса сільськогосподарських машин, кг,

F_{τ} – сила тяги трактора ($P_{\tau} = P_{кр}$), Н;

R_M – тяговий опір сільськогосподарських машин, Н

Аналогічно вимірюється прискорення колінчастого вала під час розгону трактора без сільськогосподарських машин. Під час розгону трактора без сільськогосподарських машин ($P_{кр} = 0$) на горизонтальній ділянці рівняння його руху має вигляд:

$$M_{\tau} \cdot (dv/dt)_{хх} = P_{руш} - P_f \quad (2.5)$$

де $(dv/dt)_{хх}$ – прискорення трактора під час розгону без навантаження, м/с².

За рівняннями (2.3), (2.4) та (2.5) визначається тяговий опір сільськогосподарських машин:

$$R_M = M_{\tau} \cdot (dv/dt)_{хх} - M_{\tau} \cdot (dv/dt)_{роб} - M_M \cdot (dv/dt)_{роб} \quad (2.6)$$

Прискорення трактора під час розгону з робочими машинами та без навантаження пов'язане з відповідним кутовим прискоренням колінчастого вала двигуна за такими залежностями:

$$(dv/dt)_{роб} = \frac{(d\omega/dt)_{кв.роб} \cdot r_k \cdot (1-\delta)}{i_{тр}} \quad (2.7)$$

$$(dv/dt)_{хх} = \frac{(d\omega/dt)_{кв.хх} \cdot r_k \cdot (1-\delta)}{i_{тр}} \quad (2.8)$$

де $(d\omega/dt)_{\text{кв.роб.}}$ – прискорення колінчастого вала двигуна з робочою машиною, с^{-2} ;

$(d\omega/dt)_{\text{кв.м.}}$ – прискорення колінчастого вала двигуна під час розгону трактора без навантаження, с^{-2} ;

r_k – радіус кочення ведучого колеса, м;

δ – коефіцієнт пробуксовки трактора;

$i_{\text{тр}}$ – загальне передавальне число трансмісії.

Коефіцієнт буксування визначається за тяговою характеристикою трактора на відповідному тлі на відповідній передачі при заданій частоті обертання колінчастого вала двигуна.

Визначення кутового прискорення колінчастого вала двигуна здійснюється наступним чином. На трактор встановлюють пристрій для вимірювання прискорень колінчастого вала двигуна, наприклад ІМД-Ц, виробляють калібрування згідно з інструкцією з експлуатації приладу [17] і приступають до виконання технологічних операцій, що дозволяють визначити значення опору робочої машини.

Ця методика має ряд істотних недоліків:

1. Складність визначення значень наведеної маси трактора різних передачах.
2. Некоректність використання значення коефіцієнта буксування за тяговою характеристикою трактора на відповідному тлі на відповідній передачі.
3. Складність визначення значень прискорення машинно-тракторного агрегату через кутове прискорення колінчастого вала двигуна через буксування ходового апарату.

Для вирішення питання визначення наведеної маси трактора виконується додатковий розгін трактора, довантаженого відомою (еталонною) масою, з вимірюванням прискорення трактора в момент досягнення колінчастим валом двигуна номінальної частоти обертання.

Для вирішення питання визначення прискорення машинно-тракторного агрегату до нього приспонується шляхо вимірювальне колесо з можливістю фіксації та визначення його кутового прискорення в момент досягнення колінчастим валом двигуна номінальної частоти обертання.

2.3 Розробка методики та технічного пристрою для визначення наведеної маси трактора на різних передачах

Для визначення приведеної маси трактора виконується додатковий розгін трактора, навантаженого відомою (еталонною) масою, з вимірюванням прискорення трактора в момент досягнення колінчастим валом довгу на номінальній частоті обертання. При цьому рівняння руху трактора матиме вигляд [18]:

$$(M_{\tau} + M_{\text{ет}}) \cdot (dv/dt)_{\text{ет}} = P_{\text{руш}} - P_f \quad (2.9)$$

де $M_{\text{ет}}$ – додаткова (еталонна) маса, якою довантажуються трактор, кг;
 $(dv/dt)_{\text{ет}}$ – прискорення трактора під час розгону з додатковою (еталонною) масою, м/с².

Розв'язуючи одночасно рівняння (2.5) і (2.9), враховуючи, що рушійна сила трактора є постійною ($P_{\text{руш}} = \text{const}$), маємо:

$$M_{\tau} \cdot (dv/dt)_{\text{хх}} + M_{\tau} \cdot g \cdot f = (M_{\tau} + M_{\text{ет}}) \cdot (dv/dt)_{\text{ет}} + M_{\tau} \cdot g \cdot f + M_{\text{ет}} \cdot g \cdot f \quad (2.10)$$

Спростивши рівняння (2.10), отримаємо:

$$M_{\tau} \cdot ((dv/dt)_{\text{хх}}) - (dv/dt)_{\text{ет}} = M_{\text{ет}} \cdot ((dv/dt)_{\text{ет}} + g \cdot f) \quad (2.11)$$

Отже, наведена маса трактора визначається за формулою:

$$M_{\tau} = \frac{M_{\text{ет}} \cdot ((dv/dt)_{\text{ет}} + g \cdot f)}{(dv/dt)_{\text{хх}} - (dv/dt)_{\text{ет}}} \quad (2.12)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²;

f – коефіцієнт опору перекидання трактора.

Для реалізації цієї методики було розроблено та укомплектовано універсальний навантажувальний пристрій відомої маси (рисунок 2.1).

Рисунок 2.1 – Трактор МТЗ-80 з навантажувальним пристроєм

Рама пропонованого пристрою є жорсткою конструкцією, що дозволяє розмістити необхідну кількість баластних елементів. Універсальний підвісний пристрій служить для навішування пропонованого пристрою на трактори різних тягових класів. Опірні стійки фіксують конструкцію для комфортного навішування на трактор. При необхідності, без особливих зусиль, надійно переводять у транспортне становище. Баластові елементи з армованими бетонними масивами, обшиті металом, масою 50 кг. Для зручності вантажно-розвантажувальних робіт у конструкції баластових елементів передбачені ручки. Для фіксації баластових елементів на рамі від поперечних зсувів передбачені посадкові місця, виготовлені з профільних куточків. У максимальній комплектації з 12 баластними елементами загальна маса пристрою, з урахуванням маси рами 300 кг, становить 900 кг.

2.4 Розробка методики та технічного пристрою для визначення прискорення машинно-тракторного агрегату на нерівних режимах

На основі методики [19] проведено дослідження, які дозволили вирішити питання визначення прискорення машинно-тракторного агрегату. Для цього до нього приєднується лічильник пробігу з можливістю фіксації та визначення його кутового прискорення в момент досягнення колінчастим валом двигуна номінальної частоти обертання. Прискорення трактора під час розгону без навантаження, а також з

навантаженням у вигляді відомої (еталонної) маси та робочих машин пов'язане з кутовим прискоренням дорожнього колеса за такими залежностями:

$$(dv/dt)_{xx} = (d\omega/dt)_{пк\ xx} \cdot r_{пк} \quad (2.13)$$

$$(dv/dt)_{ет} = (d\omega/dt)_{пк\ et} \cdot r_{пк} \quad (2.14)$$

$$(dv/dt)_{роб} = (d\omega/dt)_{пк\ роб} \cdot r_{пк} \quad (2.15)$$

де $(d\omega/dt)_{пк\ xx}$ - кутове прискорення шпильника пробігу під час розгону трактора без навантаження, c^2 ;

$(d\omega/dt)_{пк\ et}$ - кутове прискорення доріжкового колеса під час розгону трактора з додатковою (еталонною) масою, c^2 ;

$(d\omega/dt)_{пк\ роб}$ - кутове прискорення лічильника пробігу під час розгону трактора з навісним обладнанням, c^2 ;

$r_{пк}$ - радіус лічильника пробігу, м.

Для реалізації даної методики було розроблено та скомплектоване шляховимірвальне колесо. Рама колійного колеса має універсальне кріплення з можливістю приєднання до навішування трактора, навантажувального пристрою відомої маси, а також різних сільськогосподарських машин.

Для забезпечення можливості фіксації оборотів у конструкції колії виміру передбачено кріплення під індукційний датчик, а до диска колеса приварений маховик з зубами. Елементи рами мають інертне зчленування, необхідне якісного копіювання опорної поверхні шляховимірвальним колесом.

2.5 Розробка та комплектування вимірювально-обчислювального комплексу для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах

Для впровадження вдосконаленої методики було розроблено та укомплектовано вимірювально-обчислювальний комплекс (ВОК) для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах, блок-схема якого наведена на рисунку 2.2.

Рисунок 2.2 – Блок-схема ВОК для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах

Для фіксації показників роботи досліджуваного МТА були використані такі апаратні засоби:

1. Персональний комп'ютер (рисунком 2.3) призначений для зберігання, обробки та аналізу даних, отриманих від датчиків, за допомогою пакету прикладних програм.

Рисунок 2.3 – Персональний комп'ютер

2. Аналого-цифровий перетворювач (АЦП) забезпечує перетворення електричної аналогової форми сигналу в цифрову форму, доступну для зберігання та обробки мікропроцесором ПЗУ.

3. Для обробки сигналів датчиків обрано АЦП ЛА-2 USB-12 (рисунок 2.4). Застосована модель здатна обробляти 16 диференціальних каналів, час перетворення 2 мкс, частота опитування до 500 кГц.

Рисунок 2.4 – Аналого-цифровий перетворювач ЛА-2 USB-12

4. Плата з'єднань призначена для підключення плати АЦП безпосередньо до датчиків. Плата (рисунок 2.5) має 6 входів, що дозволяє одночасно фіксувати шість різних параметрів. Під час запису даних плати з'єднань необхідно заземлювати для запобігання виникненню перехресних перешкод.

Рисунок 2.5 – Плата сполучень

5. Датчики обертів індукційного типу (рисунок 2.6) призначені для генерування ЕРС із частотами, пропорційними кутовим швидкостям відповідних кілець колінчастого вала двигуна та лінійного колеса. Датчики з'єднуються з платою сполучень екранованими провідниками.

Рисунок 2.6 – Датчик обертів індукційного типу

6. Під час розгону трактора ІБК розміщується в кабіні трактора. Живлення персонального комп'ютера забезпечується за допомогою індуктора напруги (рисунок 2.7), який живиться від електричної системи трактора.

Рисунок 2.7 – Інвертор напрути

Програмні засоби, призначені для обробки та аналізу показників роботи досліджуваного МТА. Паке́т програм, встановлених на ПК, містить набір програм для підтримки АЦП, а також окремі програми для обробки та аналізу даних у середовищах Excel та MathCad.

2.6 Розробка методики визначення тягового опору сільськогосподарських машин

Визначення тягового опору сільськогосподарських машин за допомогою скомплектованого вимірювально-обчислювального комплексу [20] здійснюється у три етапи.

До заходів підготовчого етапу належать:

- отримання від тракториста інформації про технічний стан та особливості елементів МТА;
- ознайомлення з документами, інструкціями з експлуатації тощо;
- розробка попереднього плану заходів;
- зважування трактора (з механізатором та оператором ІВК) і сільськогосподарської машини;
- складання машинно-тракторного агрегату;

– розроблення вимірювально-обчислювального комплексу, підключення датчиків, налаштування апаратних засобів на розрахункові режими фіксації параметрів;

– прогрівання двигуна, гідравлічної системи тощо. Датчик обертів колінчастого вала встановлюється у спеціально підготовлений отвір M16x1,5 у картері маховика (рисунок 2.8), навпроти зубчастого вінця маховика колінчастого вала, а датчик обертів доріжкового колеса – навпроти зубчастого вінця шестерні, жорстко з'єднаної з доріжковим колесом (рисунок 2.9). Відстань від датчиків до вершин зубців становить 1-3 мм.

Рисунок 2.8 – Датчик обертів колінчастого вала та його розташування

Рисунок 2.9 – Датчик обертів лічильника пробігу та його розташування

Частота опитування АЦП розподіляється пропорційно до кількості задіяних каналів, тоді сумарна частота опитування визначається за формулою:

$$v_{min}^1 \geq \frac{n_{max} \cdot N_{ш} \cdot k_{min}}{60} \quad (2.16)$$

$$v_{min}^{\Sigma} \geq i \cdot v_{min}^1, \text{ Гц} \quad (2.17)$$

де i – кількість фіксованих каналів, шт.

До заходів основного етапу належать:

- фіксація сигналів від датчиків обертів колінчастого вала двигуна та лічильника пробігу за допомогою апаратних засобів під час розгону трактора;

- фіксація сигналів від датчиків обертів колінчастого вала двигуна та дорожнього колеса за допомогою апаратних засобів під час розгону трактора з навішеним на нього навантажувальним пристроєм відомої маси;

- фіксація сигналів від датчиків обертів колінчастого вала двигуна та дорожнього колеса за допомогою апаратних засобів під час розгону трактора з сільськогосподарською машиною.

Розгін трактора здійснюється наступним чином. Під час руху трактора за рахунок зменшення подачі палива досягається частота обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту. Миттєво збільшується подача палива до максимального значення. Трактор розганяється, при цьому сигнали (значення ЕРС) датчиків за допомогою АЦП фіксуються в пам'яті ПК з частотою, що дорівнює половині частоти опитування (для двох каналів), на яку попередньо налаштовується ІЕК.

До заходів заключного етапу належать:

- згортання вимірювально-обчислювального комплексу та підключених датчиків;

- оцифрування зафіксованих сигналів датчиків за допомогою пакету програм підтримки АЦП;

– обробка отриманих результатів з метою обчислення значень прискорення трактора під час його розгону без навантаження, з навантажувальним пристроєм та робочими машинами;

- обчислення значень приведеної маси трактора на різних передачах;
- обчислення величини тягового опору сільськогосподарської машини;
- аналіз результатів визначення тягового опору;
- складання рекомендацій щодо виду та обсягу можливих ремонтно-обслуговувальних робіт сільськогосподарської машини на основі виконаного аналізу.

У результаті цифрування зафіксованих сигналів датчиків отримуються файли з даними значень ЕРС їхніх котушок у цифровому вигляді. Під час перегляду отриманих файлів у графічному режимі відображаються графіки зміни ЕРС датчиків у координатах часу розгону (рисунок 2.10). Програма видає порядковий номер вимірювання (опитування) для будь-якої точки графіка [8].

Рисунок 2.10 – Графік зміни ЕРС котушки датчика

Обробка отриманих результатів полягає у визначенні закономірностей зміни частоти обертання колінчастого вала двигуна ($n_{\text{КВ}} = f(t)$) та кутового прискорення лічильника пресігу від часу розгону трактора

Отриманий масив даних поділяється на інтервали, що відповідають двом оборотам. Потім обчислюється тривалість кожного з виділених циклів (рисунки 2.10):

$$t_i = \frac{N_{ki}^{o} - N_{ni}^{o}}{\nu}, \quad (2.18)$$

де N_{ki}^{o} , N_{ni}^{o} – відповідно порядкові номери значень, що відповідають початку та кінцю i -го цикла.

ν – частота обмотування, Гц.

Значення середньої кутової швидкості та частоти обертання за циклами становитимуть:

$$\omega_i = \frac{4\pi}{t_i} \quad (2.19)$$

$$n_i = \frac{\omega_{\text{вi}} \cdot 60}{2\pi} \quad (2.20)$$

де 4π – кут, що відповідає двом оборотам, рад,

t_i – тривалість i -го циклу, с

За середніми значеннями кутової швидкості сусідніх циклів визначаються середні значення кутового прискорення

$$(d\omega/dt)_i = \frac{(\omega_{i+1} - \omega_i) \cdot 2}{t_{i+1} + t_i} = \frac{8 \cdot \left(\frac{1}{t_{i+1}} - \frac{1}{t_i} \right)}{t_{i+1} + t_i} \quad (2.21)$$

де t_{i+1} – тривалість наступного циклу, с.

Для автоматизації процесу обробки даних використовується програма обробки даних у середовищі Excel.

Вхідними даними для програми є файли із значеннями ЕРС датчиків обертів колінчастого вала та лічильника обертів у цифровому форматі. Після обробки даних

програма видає зведену таблицю залежностей відповідних значень частоти обертання ($\omega = f(t)$) та кутового прискорення ($(d\omega/dt) = f(t)$).

За формулами (2.13), (2.14), (2.15) визначаються значення прискорень трактора під час розгону без навантаження, з навантажувальним пристроєм та з сільськогосподарською машиною. За формулою (2.12) визначається значення приведеної маси трактора на різних передачах. За формулою (2.6) визначається тяговий опір сільськогосподарської машини.

Висновки за розділом:

– Виявлено недоліки існуючої методики визначення тягового опору сільськогосподарських машин, що ґрунтується на оцінці динамічних характеристик елементів машино-тракторних агрегатів під час їх розгону, та запропоновано шляхи їх усунення.

Розроблено методику та технічний пристрій для визначення приведеної маси трактора на різних передачах.

– Розроблено методику та технічний пристрій для визначення прискорення машино-тракторної агрегату в перехідних режимах.

– Розроблено та укомплектовано вимірювально-обчислювальний комплекс для визначення тягового опору всіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах.

– Розроблено методику визначення тягового опору сільськогосподарських машин.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводилися з метою перевірки працездатності розробленої методики визначення тягового опору сільськогосподарських машин, а також вимірювально-обчислювального комплексу, що її реалізує, шляхом порівняння результатів визначення тягового опору, отриманих за стандартною та запропонованою методиками.

Експериментальні дослідження проводилися відповідно до затвердженої програми:

1. Визначення тягового опору двох причіпних сільськогосподарських машин за стандартною методикою.
2. Визначення тягового опору тих самих сільськогосподарських машин за запропонованою методикою за допомогою скомплектованого вимірювально-обчислювального комплексу.
3. Тривалість операцій під час визначення тягового опору машин за стандартною та запропонованою методиками.
4. Обчислення похибок визначення тягового опору машин за стандартною та запропонованою методиками.
5. Оцінка адекватності результатів визначення тягового опору машин, отриманих за стандартною та запропонованою методиками.

У разі невизначеності меж зміни вимірюваної величини, щоб зменшити кількість повторень, встановлюємо граничну похибку ε у частках середньоквадратичного відхилення $+3\sigma$. Для проведення вимірювань, пов'язаних із визначенням закономірностей та значень величин, цілком достатньо довірчої ймовірності $\alpha = 0,95$ та необхідну кількість повторень дослідів $\eta = 5$.

Хронометраж операцій під час визначення тягового опору сільськогосподарських машин.

Відповідно до формул (2.1) і (2.2) проголосився хронометраж операцій під час визначення тягового опору сільськогосподарських машин за стандартною та

запропонованою методиками. Результати хронометражу оформлювалися у вигляді таблиці (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 – Зразок таблиці результатів хронометражу операцій під час визначення тягового опору сільськогосподарських машин за стандартною та запропонованою методиками

Назва етапу	Трудомісткість, людино-год.	
	Стандартна методика	Запропонована методика
1 Підготовчий		
2 Основний		
3 Заклучний		
Загальна трудомісткість операцій		

Інструментальна похибка вимірювання значень показників згідно з [21] визначається за формулою:

$$\Delta_i = \frac{K \cdot P}{100\%} \quad (3.1)$$

де K – клас точності приладу (див. у паспорті приладу або на шкалі);

P – межа шкали приладу.

Якщо клас точності приладу не вказано, то інструментальна похибка вимірювання значень показників визначається за відомою формулою:

$$\Delta_i = \frac{C}{2} \quad (3.2)$$

де C – діапазон вимірювання приладу.

Якщо у визначенні показника беруть участь кілька величин, то сумарна похибка вимірювання значення показника визначається за формулою:

$$\Delta_i = \sqrt{\sum_{j=1}^n \Delta_j^2} \quad (3.3)$$

де n – кількість величин, що беруть участь у визначенні параметра.

Адекватність значень тягового опору сільськогосподарських машин, отриманих за стандартною та розробленою методиками, оцінювалася за критерієм Стьюдента [22]:

$$y = \bar{y} \pm t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (3.4)$$

де y – середнє значення показника в певному режимі;

t_{α} – коефіцієнт Стьюдента;

σ – стандартне відхилення;

n – кількість повторень.

Діапазони значень тягового опору визначалися за залежностями:

$$t_{\text{в}} = \bar{y} + t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (3.5)$$

$$t_{\text{н}} = \bar{y} - t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (3.6)$$

3.2. Визначення тягового опору сільськогосподарських машин

Відповідно до програми експериментальних досліджень визначалися значення тягового опору двох причіпних сільськогосподарських машин (рисунки 3.1 і 3.2) за стандартною та запропонованою методиками:

- подрібнювач поживних залишок ІПО – 4,5 (рисунок 3.1);
- культиватор для суцільної обробки ґрунту КПС – 4 (рисунок 3.2).

Визначення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за стандартною та запропонованою методиками здійснювалося на стерні озимої пшениці, розпушеній на глибину 8-10 см.

Рисунок 3.1 – Подріюловач поживних залишків ПГО-4,5

Рисунок 3.2 – Культиватор для суцільної обробки ґрунту КПС – 4

3.2.1 Визначення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за стандартною методикою

На рисунку 3.3 показано зовнішній вигляд вимірювально-обчислювального комплексу, який використовувався для визначення тягового опору сільськогосподарських машин за стандартною методикою.

Рисунок 3.3 – Вимірювально-обчислювальний комплекс для визначення тягового опору сільськогосподарських машин за стандартною методикою

Вимірювально-обчислювальний комплекс для визначення тягового опору сільськогосподарських машин за стандартною методикою включав:

- лічильник пробігу для визначення значень швидкості МТА;
- персональний комп'ютер для зберігання, обробки та аналізу даних, отриманих від датчиків, за допомогою пакету програмного забезпечення;
- аналого-цифровий перетворювач (JIA-50USB) для перетворення аналогового електричного сигналу в цифровий;
- блок сполучення для підключення АЦП до датчиків;
- диференційний підсилювач (МДУ-8) для підсилення та стабілізації сигналу від датчиків;
- датчик обертів індукційного типу для генерування ЕРС з частотами, пропорційними кутовій швидкості доріжкового колеса;
- динамометричний вузол (рисунок 3.4) для генерування ЕРС, пропорційної тяговому зусиллю;
- екрановані кабелі для підключення датчиків до блоку сполучення;
- інвертор напруги для живлення ІВК під час руху досліджуваного машинно-тракторного агрегату;
- акумулятор для живлення інвертора.

Повіряння динамометричного ланцюга (рисунок 3.4) здійснювалося за допомогою певірочної установки (рисунок 3.5), що складалася з персонального

комп'ютера, АЦП, плати інтерфейсів та механічного динамометра. Повіряння проводилося з 5-кратною повторюваністю. Було побудовано графік калібрування, що має лінійну залежність, відповідно до якого коригувалися справжні значення вихідних величин тягового зусилля.

Перед записом сигналів від датчика обертів лічильного колеса та динамометричного ланки за залежностями (2.16) і (2.17) відповідно до максимальної частоти обертання колеса та кількості зубців маховика (шестерні, що має жорсткий кінематичний зв'язок із колесом) аналого-цифровий перетворювач налаштувався на частоту опитування, достатню для отримання достовірних даних. Частота опитування, на яку налаштувався АЦП для фіксації сигналів по двох каналах, складала $v_{lim} = 2 \text{ кГц}$.

Рисунок 3.4 – Динамометричний елемент

Рисунок 3.5 – Установка для калібрування динамометричного ланцюга

Обробка результатів, отриманих за стандартною методикою, полягала у визначенні таких показників: максимального значення тягового опору R_{max} ; мінімального значення тягового опору R_{min} ; середнього значення тягового опору $R_{сер}$; середньоквадратичне відхилення тягового опору σ_R ; коефіцієнта варіації тягового опору ν ; степені нерівномірності тягового опору δ_R .

Зазначені показники визначалися за залежностями:

$$R_{сер} = \frac{\sum R_i}{i}, \quad (3.7)$$

де $\sum R_i$ – сума виміряних значень тягового опору машини,

i – кількість вимірювань

$$\sigma_R = \sqrt{\frac{\sum (R_i - R_{сер})^2}{i-1}} \quad (3.8)$$

$$\nu = \frac{\sigma_R}{R_{сер}} \cdot 100\% \quad (3.9)$$

$$\delta_R = \frac{R_{max} - R_{min}}{R_{сер}} \quad (3.10)$$

3.2.2. Визначення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за запропонованою методикою

При визначенні тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за запропонованою методикою керувалися розробленими методиками за допомогою скомплектованого вимірювально-обчислювального комплексу (рисунок 3.6).

Зважування трактора МТЗ-80 (з механізатором та оператором ІВК) (рисунок 3.7), трактора з навантажувальним пристроєм (рисунок 3.8) та трактора з досліджуваними машинами (рисунок 3.9) здійснювалося на вагах.

Рисунок 3.6 – Вимірювально-обчислювальний комплекс у дії

Рисунок 3.7 – Зважування трактора МТЗ-80

Рисунок 3.8 – Зважування трактора МТЗ-80 із навантажувальним пристроєм

Рисунок 3.9 – Зважування трактора МТЗ-80 з ПО – 4,5

Датчики обертів колінчастого вала (рисунок 2.8) та лічильника пробігу (рисунок 3.10) встановлювалися відповідно до рекомендацій.

Рисунок 3.10 – Трактор МТЗ-80 з лічильником пробігу

Перед записом сигналів від датчиків обертів двигуна та лічильного колеса (рисунок 3.10) за залежностями (2.16) та (2.17) відповідно до максимальної частоти обертання колінчастого вала та кількості зубців маховика двигуна, аналого-цифровий перетворювач налаштовується на частоту опитування, достатню для отримання достовірних даних. Частота опитування, на яку налаштовувався АЦП для фіксації сигналів по двох каналах, становила 46 кГц. Визначення значень наведеної маси досліджуваного трактора МТЗ-80 за запропонованою методикою здійснювалося на III, IV, V, VI, VII та VIII передачах на тому самому ґрунті (оранка на глибину 8–10 см серні озимої пшениці).

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

4.1 Результати визначення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за стандартною методикою

Відповідно до протоколу випробувань було отримано такі основні параметри досліджуваного агрегату: агрегат МТЗ-80 + ПО-4,5; робоча ширина захвату 4,5 м; ґрунт: середня озимої пшениці, розпушена на глибину 8–10 см; передача VII; стабільний режим руху (при максимальній подачі палива); робоча швидкість 10,0–10,5 км/год (2,8–2,9 м/с); тяговий опір машини 7580–9490 Н; середнє значення тягового опору 8535 Н; середньоквадратичне відхилення тягового опору 312 Н; коефіцієнт варіації тягового опору 3,7 %; ступінь нерівномірності тягового опору 0,22.

Відповідно до протоколу випробувань було отримано такі основні параметри досліджуваного агрегату: агрегат МТЗ-80 + КПС-4; робоча ширина захвату 4 м; ґрунт, розпушений на глибину 8–10 см, середня озимої пшениці; глибина обробки 6–8 см; передача VI; стабільний режим руху (при максимальній подачі палива); робоча швидкість 8,3–8,8 км/год (2,3–2,4 м/с); тяговий опір машини 8358–10873 Н, середнє значення тягового опору 9616 Н; середньоквадратичне відхилення тягового опору 415 Н, коефіцієнт варіації тягового опору 4,3%; ступінь нерівномірності тягового опору 0,26.

4.2 Результати визначення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за запропонованою методикою

Відповідно до протоколу випробувань за запропонованою методикою випробування проводилися одразу після випробувань за стандартною методикою на тому самому фоні та на тій самій передачі.

За результатами зважування на вагах маємо:

– експлуатаційна маса трактора МТЗ-80 з людьми (механізатором та оператором ІВК) та вимірювальним обладнанням становила $M_e = 3400$ кг;

– маса універсального навантажувального пристрою з двома баластними елементами становила $M_{\text{п}} = 400$ кг,

– маса подрібнювача поживних залишків ПО-4,5 становила $M_{\text{подр}} = 1040$ кг;

– маса культиватора для суцільної обробки ґрунту КПС-4 з боронами складала $M_{\text{кпс-4}} = 1080$ кг.

Результати визначення значень приведеної маси трактора МТЗ-80 за запропонованою методикою на прикладі VII передачі представлені у вигляді графіків (рисунки 4.1 – 4.6).

На рисунку 4.1 показано графіки зміни частоти обертання колінчастого вала двигуна від часу розгону трактора МТЗ-80 без навантажувального пристрою на VII передачі (за п'ятьма повтореннями та сумарний результат).

Рисунок 4.1 – Графіки зміни частоти обертання колінчастого вала двигуна від часу розгону трактора МТЗ-80 без навантажувального пристрою на VII передачі

Рисунок 4.2 – Графіки зміни частоти обертання колінчастого вала двигуна від часу розгону трактора МТЗ-80 з навантажувальним пристроєм на VII передачі

На рисунку 4.2 показано графіки зміни частоти обертання колінчастого вала двигуна від часу розгону трактора МТЗ-80 з навантажувальним пристроєм на VII передачі (за п'ятьма повтореннями та сумарний результат).

На рисунку 4.3 показано графіки зміни прискорення доріжкового колеса від часу розгону трактора МТЗ-80 без навантажувального пристрою на VII передачі (за п'ятьма повтореннями та сумарний результат).

Рисунок 4.3 – Графіки зміни кутового прискорення доріжкового колеса від часу розгону трактора МТЗ-80 без навантажувального пристрою на VII передачі

Рисунок 4.4 – Графіки зміни кутового прискорення доріжкового колеса від часу розгону трактора МТЗ-80 з навантажувальним пристроєм на VII передачі

На рисунку 4.4 показано графіки зміни прискорення доріжкового колеса від часу розгону трактора МТЗ-80 з навантажувальним пристроєм на VII передачі (за п'ятьма повтореннями та сумарний результат).

Відповідно до розробленої методики, поєднуючи графіки залежностей частоти обертання колінчастого вала та кутового прискорення лічильника пробігу залежно від часу розгону визначалися значення кутових прискорень лічильника пробігу, що відповідали номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна під час розгону трактора без навантажувального пристрою (рисунк 4.5) та з навантажувальним пристроєм (рисунк 4.6).

Рисунок 4.5 – Поєднані графіки зміни частоти обертання колінчастого вала двигуна та кутового прискорення лічильника пробігу від моменту початку розгону трактора МТЗ-80 без навантажувального пристрою на VII передачі

Рисунок 4.6 – Суміщені графіки зміни частоти обертання колінчастого вала двигуна та кутового прискорення лічильника пробігу від моменту початку розгону трактора МТЗ-80 з навантажувальним пристроєм на VII передачі

Таким чином, значення кутового прискорення лічильника пробігу, що відповідає номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна під час розгону трактора МТЗ-80 на VII передачі, склали без навантажувального пристрою

$$(d\omega/dt)_{nk\,xx}^{VII} = 13,8 \text{ с}^{-2} \text{ з навантажувальним пристроєм } (d\omega/dt)_{nk\,експ}^{VII} = 13,2 \text{ с}^{-2}$$

З урахуванням радіуса лічильного колеса ($r_{nk} = 0,4 \text{ м}$) за формулами (2.13) і (2.14) визначалися значення прискорень трактора МТЗ-80 на VII передачі під час відповідних розгонів

$$(d\omega/dt)_{nk\,xx}^{VII} = 13,8 \cdot 0,4 = 5,52 \text{ м/с}^2$$

$$(d\omega/dt)_{експ}^{VII} = 13,2 \cdot 0,4 = 5,28 \text{ м/с}^2$$

Аналогічно визначте значення прискорення трактора МТЗ-80 під час розгону без навантажувального пристрою та з навантажувальним пристроєм на III, IV, V, VI та VIII передачах (таблиця 4.1).

Потім за залежністю (2.12) з урахуванням маси навішеного навантажувального пристрою ($M_{\text{er}} = 400$ кг) та коефіцієнта перекидання трактора ($f = 0,07$) визначалося значення наведеної маси трактора МТЗ-80 на VII передачі

$$M_{\tau}^{\text{VII}} = \frac{400 \cdot 5,28 + 9,8 \cdot 0,07}{5,52 - 5,28} = 8803 \text{ кг}$$

З урахуванням отриманих значень власної маси трактора та його експлуатаційної маси ($M_E = 3400$ кг) визначалося значення коефіцієнта врахування обертових мас на VII передачі

$$\psi^{\text{VII}} = \frac{M_{\tau}}{M_E} = \frac{8803}{3400} = 2,59$$

Аналогічно визначалися значення динамічних показників трактора МТЗ-80 на інших передачах (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 – Результати визначення значень динамічних показників трактора МТЗ-80 на різних передачах

Показники	Передачі					
	III	IV	V	VI	VII	VIII
$i_{\text{гр}}$	83,55	68,0	57,43	49,06	39,94	33,73
$(d\omega/dt)_{\text{нк хх}}, \text{с}^{-2}$	9,6	10,5	10,8	12,3	12,8	15,4
$(d\omega/dt)_{\text{нк ет}}, \text{с}^{-2}$	9,4	10,2	10,4	11,8	13,2	14,7
$(d\omega/dt)_{\text{нк хх}}, \text{м/с}^2$	3,84	4,20	4,2	4,92	5,52	6,16
$(d\omega/dt)_{\text{нк ет}}, \text{м/с}^2$	3,76	4,08	4,16	4,72	5,28	5,88
$M_{\tau}, \text{кг}$	18809	13605	10404	9443	8803	8402
ψ	5,53	4,00	3,06	2,78	2,59	2,47

На рисунку 4.7 показано залежність значень наведеної маси трактора МТЗ-80 від передачі коробки передач (передавальних чисел трансмісії).

Рисунок 4.7 – Залежність значень наведеної маси трактора МТЗ-80 від передачі коробки передач (передавальних чисел трансмісії)

4.3 Результати визначення тягового опору подрібнювача поживних залишків ППО-4,5 за запропонованою методикою

Розгони досліджуваного агрегату (МТЗ-80 + ППО-4,5) здійснювалися на стерні озимої пшениці, розпушеній на глибину 8-10 см, на VII передачі.

Відповідно до методики було отримано графіки залежності частоти обертання колінчастого вала ($n_{кв} = f(t)$) та кутового прискорення лічильника пробігу ($(d\omega/dt)_{нк} = f(t)$) від моменту розгону досліджуваного агрегату (МТЗ-80 + ППО-4,5) на VII передачі. Потім, поєднуючи графіки залежностей частоти обертання колінчастого вала та кутового прискорення лічильника пробігу під час розгону, визначалися значення кутових прискорень лічильника пробігу, що відповідали номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна ($n_{кв\text{ ном}} = 2200$ об/хв) під час розгону досліджуваного агрегату на відповідній передачі.

Значення кутового прискорення лічильника пробігу, що відповідає номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна під час розгону досліджуваного агрегату на VII передачі, становило $(d\omega/dt)_{\text{ліч}}^{\text{VII}} = 10,2 \text{ с}^{-1}$.

З урахуванням радіуса лічильника пробігу за формулою (2.15) визначили значення прискорення досліджуваного агрегату на VII передачі:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\text{роб}}^{\text{VII}} = 10,2 \cdot 0,4 = 4,08 \text{ м/с}^2$$

Потім за формулою (2.6) визначили значення тягового опору подрібнювача поживних залишків ППО-4,5 на VII передачі:

$$R_{\text{ППО-4,5}}^{\text{VII}} = 8803 \cdot 5,52 - 8803 \cdot 4,08 - 1040 \cdot 4,08 = 8433,1 \text{ Н}$$

Результати визначення тягового опору ППО-4,5 на стерні озимої пшениці, задискованій на глибину 8–10 см, на VII передачі за запропонованою методикою наведено в таблиці 4.6.

Таблиця 4.2 – Результати визначення динамічних показників агрегату МТЗ-80 + ППО-4,5 на стерні озимої пшениці, задискованій на глибину 8–10 см, на VII передачі

Показник	Значення
$M_{\tau}, \text{ кг}$	8803
$(d\omega/dt)_{\text{пк хл}}, \text{ с}^{-2}$	13,8
$(dv/dt)_{\text{хх}}, \text{ м/с}^2$	5,52
$M_{\text{ППО-4,5}}, \text{ кг}$	1040
$(d\omega/dt)_{\text{роб}}, \text{ с}^{-2}$	10,2
$(dv/dt)_{\text{роб}}, \text{ м/с}^2$	4,08
$R_{\text{ППО-4,5}}, \text{ Н}$	8433,1

Таким чином, усереднена (за п'ятьма повтореннями) величина тягового опору подрібнювача поживних залишків ІПО-4,5, отримана за запропонованою методикою, склала 8433,1 Н.

4.4 Результати визначення тягового опору культиватора для суцільної обробки ґрунту КПС-4 за запропонованою методикою

Розгони досліджуваного агрегату (МТЗ-80 + КПС-4) здійснювалися на стерні озимої пшениці, задискованій на глибину 8–10 см, на VI передачі на глибину 6–8 см.

Відповідно до методики було отримано графіки залежності частоти обертання колінчастого вала та кутового прискорення лічильного колеса від часу розгону досліджуваного агрегату (МТЗ-80 + КПС-4) на VI передачі. Потім, порівнюючи графіки залежності частоти обертання колінчастого вала та кутового прискорення лічильника пробігу від часу розгону, визначалися значення кутових прискорень лічильника пробігу, що відповідають номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна ($n_{\text{кн.ном}} = 2200$ об/хв) під час розгону досліджуваного агрегату на відповідній передачі.

Значення кутового прискорення лічильника пробігу, що відповідає номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна під час розгону досліджуваного агрегату на VI передачі, становило $(d\omega/dt)_{\text{пк.роб}}^{\text{VI}} = 8,8 \text{ с}^{-1}$ з урахуванням радіуса лічильника пробігу ($r_{\text{пк}} = 0,4$ м) за формулою (2,15) визначили значення прискорення досліджуваного агрегату на VI передачі

$$(dv/dt)_{\text{роб}}^{\text{VI}} = 8,8 \cdot 0,4 = 3,52 \text{ м/с}^2$$

Потім за формулою (2,6) визначили значення тягового культиватора для суцільної обробки ґрунту КПС-4 на VI передачі на глибину 6–8 см

$$R_{\text{КПС-4}}^{\text{VI}} = 9443 \cdot 4,92 - 9443 \cdot 3,52 - 1080 \cdot 3,52 = 9419 \text{ Н}$$

Результати визначення тягового опору КПС-4 при заглибленні на 8–10 см у стерню озимої пшениці на VI передачі на глибину 6–8 см за запропонованою методикою наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати визначення динамічних показників агрегату МТЗ-80 + КПС-4 на стерні озимої пшениці, задискований на глибину 8–10 см, на VI передачі на глибину 6–8 см

Показник	Значення
$M_{\text{кпс-4}}$, кг	9442
$(d\omega/dt)_{\text{кпс-4}}$, с^{-2}	12,3
$(dv/dt)_{\text{кпс-4}}$, м/с^2	4,92
$M_{\text{кпс-4}}$, кг	1080
$(d\omega/dt)_{\text{роб}}$, с^{-2}	8,8
$(dv/dt)_{\text{роб}}$, м/с^2	3,52
$K_{\text{кпс-4}}$, кг	9419

Таким чином, усереднена (за п'ятьма повтореннями) величина тягового опору культиватора для спеціальної обробки ґрунту КПС-4, отримана за запропонованою методикою, становила 9419 Н.

Вимірювання тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин за стандартною та запропонованою методиками проводили двоє працівників (механізатор та оператор ІВК). У таблиці 4.4 наведено результати хронометражу операцій з визначення тягового опору досліджуваних машин за стандартною та запропонованою методиками.

Таблиця 4.4 – Результати хронометражу операцій з визначення тягового опору досліджуваних машин за стандартною та запропонованою методиками

Назва етапу	Трудомісткість, людино-год.	
	Стандартна методика	Запропонована методика
1 Підготовчий	2,0	1,0
2 Основний	3,0	2,0
3 Заключий	1,0	го
Сумарна трудомісткість операцій	6,0	4,0

Таким чином, загальна трудомісткість визначення тягового опору досліджуваної машини за стандартною методикою склала 6,0 людино-год., а за запропонованою методикою – 4,0 людино-год. що в 1,5 раза менше.

При максимальній частоті обертання кошикастого вала (двигун Д-240) 2355 об/хв тривалість циклу становить 0,051 с. При частоті опитування одного каналу 11500 Гц відносна похибка вимірювання тривалості циклу дорівнює

$$\Delta_{t_{\text{ц}}} = \frac{1}{\nu \cdot t_{\text{ц}}} \cdot 100\% = 0,17\%$$

Відносна похибка визначення кутової швидкості дорівнює

$$\Delta_{\omega} = \Delta_{t_{\text{ц}}} = 0,17\%$$

Відносна похибка визначення кутового прискорення дорівнює

$$\Delta_{\varepsilon} = 2 \Delta_{\omega} = 0,34\%$$

Відносна похибка визначення маси трактора та робочої машини на виїзді становить 0,6%.

Тоді відносна похибка визначення тягового опору робочої машини за запропонованою методикою дорівнює:

$$\Delta_{R_M} = \sqrt{3 (\Delta_{\varepsilon}^2 + \Delta_{M_M}^2)} = \sqrt{3 (0,34^2 + 0,6^2)} = 1,19\%$$

Таким чином, відносна похибка визначення тягового опору робочої машини за стандартною методикою становила 1,9%, а за запропонованою методикою – 1,19%.

Оцінка адекватності значень тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин, отриманих за стандартною та запропонованою

методиками здійснювалася за критерієм Стьюдента за формулами (3.4), (3.5) та (3.6).

Верхня та нижня межі довірчого інтервалу значень тягового опору подрібнювача пожнивних залишків ПО-4,5, отриманих за стандартною методикою:

$$y_{\text{в}} = \bar{y} + t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = 8535 + 2,57 \cdot \frac{312}{\sqrt{5}} = 8894 \text{ Н}$$

$$y_{\text{н}} = \bar{y} - t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = 8535 - 2,57 \cdot \frac{805}{\sqrt{5}} = 8176 \text{ Н}$$

Верхня та нижня межі довірчого інтервалу значень тягового опору культиватора для суцільної обробки ґрунту КПС-4, отриманих за стандартною методикою:

$$y_{\text{в}} = \bar{y} + t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = 9616 + 2,57 \cdot \frac{312415}{\sqrt{5}} = 10093 \text{ Н}$$

$$y_{\text{н}} = \bar{y} - t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = 9616 - 2,57 \cdot \frac{805415}{\sqrt{5}} = 9139 \text{ Н}$$

Значення тягового опору культиватора КПС-4, отримане за запропонованою методикою, $R_{\text{КПС-4}} = 9419 \text{ Н}$, потрапляє в довірчий інтервал.

Отримані результати показують, що значення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин, отримані за стандартною та запропонованою методиками, є адекватними з довірчою ймовірністю 95%.

Висновки до розділу

1. Середні значення тягового опору досліджуваних причіпних сільськогосподарських машин, отримані за стандартною методикою, склали:

- подрібнювача пожнивних решток ПО-4,5 – 8535 Н;
- культиватора для суцільної обробки ґрунту КПС-4 – 9616 Н.

2. Значення наведеної маси трактора МТЗ-80, отримані за запропонованою методикою, становили від 8402 кг на VII передачі до 18809 кг на III передачі.

3. Середні значення тягового опору досліджуваних причіпних сільськогосподарських машин, отримані за запропонованою методикою, становили:

- подрібнювача пожнивних решток ІПО-4,5 – 8433 Н;
- культиватора для суцільної обробки ґрунту КПС-4 – 9419 Н.

4. Значення тягового опору досліджуваних сільськогосподарських машин, отримані за стандартною та запропонованою методиками, є адекватними за критерієм Стьюдента з довірчою ймовірністю 95%.

5. Застосування розроблених методик та вимірювально-обчислювального комплексу, що їх реалізує, дозволяє зменшити трудомісткість визначення тягового опору сільськогосподарських машин з 6,0 до 4,0 людини-годин, що в 1,5 раза менше.

РОЗДІЛ 5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБОК

5.1 Охорона праці

Сільське господарство традиційно належить до галузей із підвищеним рівнем виробничого травматизму. Основною причиною нещасних випадків у аграрному секторі в усьому світі є травми, що пов'язані із машинами та обладнанням [23]. Особливо небезпечними вважаються роботи із технічного обслуговування і діагностики, оскільки персонал вимушений перебувати в безпосередній близькості від потенційно несправних агрегатів, у незручних позах та в умовах обмеженого простору.

Розвиток автоматизованих і автономних сільськогосподарських машин змінює ускладнює дану проблему. Колектив науковців на чолі із Гаєм Р Абі (Guy R. Abu) встановили, що стандарти безпеки ISO 18497 та ISO 12100 недостатньо враховують специфіку ризиків, притаманних автономним агрегатам, зокрема брак історичних даних про відмови для коректного оцінювання ризиків при проектуванні [24]. Тому розробка спеціалізованих протоколів безпеки для операцій технічної діагностики є нагальною науково-практичною задачею.

Окремо варто виділити хімічні небезпеки такі як відбір проб мастила для трибологічного аналізу, дренаж охолоджувальної рідини, очищення паливних систем супроводжуються контактом з рідинами, що містять вуглеводні, присадки та продукти зносу металів. Без захисних рукавичок і окулярів зростає ризик дерматозів та подразнення слизових оболонок. Ергономічна небезпека є характерною для діагностики ходової частини та трансмісії, де технік зазвичай працює в нахиленому положенні або під підйманем, зазнаючи впливу загальної вібрації від двигуна, що працює в режимі холостого ходу [25].

Впровадження бортових систем неперервного моніторингу та дистанційної діагностики суттєво змінює характер ризиків. Системи на основі Інтернету речей, сенсорних мереж та цифрових двійників дозволяють виконувати значну частину діагностичних процедур без фізичного втручання людини в небезпечну зону. У свою чергу, зростання рівня автоматизації сільськогосподарських машин вимагає нових

підході до оцінки ризиків, із залученням ергономічного аналізу людино-машинної взаємодії [25]. Дистанційний оператор, котрий стежить за автономним агрегатом через панель телеметрії, підпадає під менший механічний ризик, проте стикається з підвищеним когнітивним навантаженням і ризиком помилок у трактуванні діагностичних сигналів.

Організаційний аспект безпеки праці передбачає чіткий розподіл відповідальності між технічним персоналом. Перед початком будь-яких діагностичних робіт необхідно скласти план-карту операцій із зазначенням потенційних небезпек, засобів їх нейтралізації та переліку засобів індивідуального захисту (ЗІЗ). Для робіт поблизу рухомих елементів трансмісії обов'язковим є застосування процедури LOTO (lockout/tagout) з механічним блокуванням карданного валу та гідравлічної системи. Засоби захисту добирають відповідно до профілю ризику конкретної операції. Мінімальний комплект для вібродіагностики включає захисні окуляри, чіпсові рукавички і взуття з металевим підноском; для відбору проб мастила додатково потрібні нітрилові рукавички та екран для обличчя [27].

Навчання персоналу є невід'ємною складовою системи безпеки. Теоретична підготовка з ідентифікації небезпек має підкріплюватися практичними тренінгами на реальному обладнанні із симуляцією нештатних ситуацій. Регулярні перевірки знань і аудити дотримання процедур безпеки дозволяють підтримувати належний рівень культури безпеки в ремонтно-технічних підрозділах аграрних підприємств.

5.2 Екологічна експертиза

Основним об'єктом дослідження є машинно-тракторні агрегати (МТА), що виконують ґрунтообробні та посівні операції в польових умовах. Потенційні екологічні впливи МТА включають: забруднення атмосфери відпрацьованими газами дизельного двигуна, ущільнення ґрунту, шумове та вібраційне навантаження. Розроблений вимірювально-обчислювальний комплекс (ВСК) є безконтактним приладом малої потужності (≤ 25 Вт), не містить токсичних речовин і не є самостійним джерелом шкідливих впливів [28].

Двигун внутрішнього згоряння трактора є основним джерелом забруднення атмосфери. у складі відпрацьованих газів містяться CO, NO_x, C_xH_y та тверді частинки (PM). Розроблена методика визначення тягового опору дозволяє підібрати оптимальне агрегування та режим навантаження двигуна, що забезпечує більш повне згоряння палива. За розрахунками, зниження питомої витрати пального на 10% на парку з 10 тракторів при 200 год/рік роботи, рівнозначне скороченню викидів CO₂ на 8-12 тонн на рік.

Надмірне ущільнення ґрунту є наслідком підвищеного тиску коліс, спричиненого надлишковим баластуванням трактора. Контроль тягового опору в польових умовах дозволяє обрати мінімально необхідний баласт, зберігаючи структуру ґрунту відповідно до вимог ДСТУ ISO 11272:2004 (щільність не більше 1,45-1,50 г/см³).

ВОК відповідає таким екологічним вимогам: не містить свинцю, ртуті та інших небезпечних речовин (Директив ЄС 2011/65/ЄС, RoHS); після закінчення терміну служби підлягає утилізації відповідно до Закону України «Про відходи» (WEEE); електромагнітне випромінювання відповідає нормам EN 55022 (клас B); термін служби основних компонентів – не менше 5-10 років.

Розробка відповідає вимогам: Закону України «Про охорону навколишнього природного середовища» (№ 1264-XII) [26], Закону України «Про охорону атмосферного повітря» (№ 2707-XII), ДСТУ ISO 14001:2015 «Системи екологічного менеджменту» [29], а також Технічного регламенту щодо обмеження використання небезпечних речовин в електронному обладнанні (постанова КМУ № 1057 від 03.12.2008). Жодна зі складових ВОК не потребує отримання дозвільних документів у сфері охорони довкілля.

5.3 Економічна ефективність розробки

Економічну оцінку нових технологій і техніки проводять з метою визначення їхньої ефективності у сфері суспільного виробництва, що підвищує конкурентоспроможність нових технічних засобів на ринку товарної продукції порівняно з моделлю аналогічного призначення, яку вони замінюють [30].

Основними показниками економічної оцінки застосування пропонованої методики та технічних засобів, відповідно до критеріїв оптимізації, є зниження трудомісткості та питомих експлуатаційних витрат при визначенні тягового опору сільськогосподарських машин, а також отриманий на підприємстві річний ефект у вигляді чистого дисконтованого доходу (ЧДД).

Скорочення трудомісткості визначення тягового опору сільськогосподарських машин досягається за рахунок застосування більш досконалих (інтелектуальних) засобів. Визначення економічного ефекту здійснювалося шляхом порівняльного аналізу наведених витрат на виконання відповідних операцій за пропонованим і базовим варіантами.

Результати розрахунків зведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахункові показники ефективності

Назва показника	Умовні позначення	Одиниці вимірювання	Значення за варіантами	
			Базовий	Новий
Капітальні вкладення	КЕ	грн.	1100000	625000
Трудомісткість визначення тягового опору машини	T_{Rn}	люд-год/шт	6,0	4,0
Річний обсяг роботи (річна кількість вимірювань тягового опору машин)	N	шт	20	20
Річні витрати праці на визначення тягового опору машин	ET	люд-год	120	80
Ступінь зниження трудомісткості визначення тягового опору машини	Ст	%	–	33,3
Продуктивність праці	P_T	шт./ люд-год	0,17	0,25
Зростання продуктивності праці	P_T	раз	–	1,47
Річні експлуатаційні витрати, у тому числі:	$I_{Eэ}$	грн.	501072,6	233444,4
оплата праці з нарахуваннями	з	грн.	39212	26208
амортизаційні відрахування на обладнання	$A_{об}$	грн.	157300	89375

Продовження табл.5.1

витрати на ремонт та технічне обслуговування обладнання	$P_{об}$	грн.	137500	78125
витрати на паливно-мастильні матеріали	$C_{пмм}$	грн.	143100	28620
інші витрати	P_z	грн.	23860,6	11116,4
Питоми експлуатаційні витрати	Y_{R_n}	грн./шт	25053,6	11672,2
Економія питомих експлуатаційних витрат	Y_i	грн./шт	-	13381,4
Річна економія експлуатаційних витрат	E_i	грн.	-	267628,2
Рівень зниження річних експлуатаційних витрат	C_i	%	-	52,4
Чистий дисконтований дохід	ЧДД	тис. грн.	-	1637

Висновки до розділу

Застосування розробленої методики та вимірювальне обчислювального комплексу, що її реалізує, забезпечує зниження питомих експлуатаційних витрат при визначенні тягового опору сільськогосподарських машин із 25,1 за стандартною методикою до 11,7 тис. грн. Чистий дисконтований дохід становитиме 1637 тис. грн.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз існуючих методик та засобів визначення тягового опору сільськогосподарських машин показав, що всім їм притаманні певні недоліки: або вони не забезпечують достатньої точності, або є складними за конструкцією, або вимагають складної вимірально-реєструвальної апаратури та значних витрат праці на обробку результатів вимірювань, або не є універсальними для всіх типів машин. Найбільший інтерес представляє методика визначення тягового опору, заснована на оцінці динамічних якостей елементів машино-тракторного агрегату під час розгону, однак вона вимагає вдосконалення та розробки додаткових окремих методик і засобів їх реалізації.

2. Теоретично обґрунтовано та розроблено окремі методики в рамках вдосконалення методики, заснованої на оцінці динамічних характеристик елементів машино-тракторного агрегату під час розгону, а також сформувано вимірально-обчислювальний комплекс, що включає технічні, апаратні та програмні засоби, що дозволяють визначати тяговий опір усіх типів сільськогосподарських машин в експлуатаційних умовах.

3. Виробнича перевірка розробленої методики та вимірально-обчислювального комплексу під час дослідження динамічних показників підриювача поживних решток ППО-4,5 та культиватора для суцільної обробки ґрунту КПС-4, що агрегуються з трактором МТЗ-80, показала, що:

- середні значення тягового опору досліджуваних машин, отримані за стандартною методикою, становили відповідно 8535 Н і 9616 Н;
- значення чеканої маси трактора МТЗ-80, отримані за запропонованою методикою, становили від 3402 кг на VIII передачі до 18809 кг на III передачі;
- середні значення тягового опору досліджуваних машин, отримані за запропонованою методикою, становили відповідно 8433 Н і 9419 Н;
- значення тягового опору досліджуваних машин, отримані за стандартною та запропонованою методиками, є адекватними за критерієм Стьюдента з довірчою ймовірністю 95%;

– значення трудомісткості операцій з визначення тягового опору досліджуваних машин, отримані за стандартною та запропонованою методиками, становили відповідно 6,0 та 4,0 людино-годин.

4. Застосування розробленої методики визначення тягового опору сільськогосподарських машин та вимірювально-обчислювального комплексу, що її реалізує, забезпечує зниження витомих експлуатаційних витрат з 25,1 до 11,7 тис. грн. Чистий дискontований дохід становитиме 1637 тис. грн.

СПИСОК ВІДВЕРСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Kollrot B. A. (2021). Modeling of Tractor Fuel Consumption. *Energies*, 14(8), 2300. <https://doi.org/10.3390/en14082300>
2. Cutini, M., Prambilla, M., Pochi, D., Fanigliulo, R., & Bisaglia, C. (2022). A Simplified Approach to the Evaluation of the Influences of Key Factors on Agricultural Tractor Fuel Consumption during Heavy Drawbar Tasks under Field Conditions. *Agronomy*, 12(5), 1017. <https://doi.org/10.3390/agronomy12051017>
3. Damanauskas, V., & Janulevičius A. (2023). Validation of Criteria for Predicting Tractor Fuel Consumption and CO₂ Emissions When Ploughing Fields of Different Shapes and Dimensions. *AgriEngineering*, 5(4), 2408-2422. <https://doi.org/10.3390/agriengineering5040148>
4. Sharifi Malvajerdi A. (2023). Wear and Coating of Tillage Tools: A Review. *Heliyon*, 9(6). e16669. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e16669>.
5. Mojtaba Naderi-Boldaji, Seved Hossein Karparvarfar, Hadi Azimi-Nejadian (2023). Investigation of the predictability of mouldboard plough draught from soil mechanical strength (cone index vs. shear strength) using finite element modelling. *Journal of Terramechanics*, (108), 21-31. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2022.04.001>.
6. Kim, H.-G., Lee, J.-W., Kim, S.-C., Oh, J., & Shim, S.-B. (2024). Development of a Modified Method for Measuring the Actual Draft Force Using a Tractor-Attached Dynamometer. *Agriculture*, 14(4), 544. <https://doi.org/10.3390/agriculture14040544>
7. Kumari A., Raheman H. (2024) Development of a Novel Draft Sensing Device with Lower Hatch Attachments for Tractor-Drawn Implements. *Journal of Biosystems Engineering*, (49), 20-28. <https://doi.org/10.1007/s42853-023-00210-z>.
8. Shrivastava, P., Tewari, V. K., Gupta, C. & Chouriya, A. (2024) HMI-assisted visual interface-cum-embedded system for measurement of tractor-implement performance parameters. *Journal of Field Robotics*, 41, 2147-2168. <https://doi.org/10.1002/rob.22221>
9. Mamkagh A. M. Review of fuel consumption, draft force and ground speed measurements of the agricultural tractor during tillage operations (2019). *Asian Journal of Advanced Research and Reports*, 3(4), 1-9. <http://doi.org/10.9734/ajarr/2019/v3i430093>

10. Roca J., Comellas M., Pijuan J., Nogués M. (2019) Development of an easily adaptable three-point hitch dynamometer for agricultural tractors. Analysis of the disruptive effects on the measurements. *Soil and Tillage Research*. (194), 104323. <https://doi.org/10.1016/j.still.2019.104323>

11. Shafaei S. M., Moosazadeh H. (2024) Review and analysis of state of the art, challenges, and opportunities concerned with development of drawbar dynamometer for tractor platforms. *Computers and Electronics in Agriculture*. (223), 109100. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.109100>

12. Hensh S., Tewari V. K., Upadhyay C. (2021) A novel wireless instrumentation system for measurement of PTO (power take-off) torque requirement during rotary tillage. *Biosystems Engineering*. (212), 241-251. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2021.10.015>

13. Ștefănescu D. M. (2020) Strain sensitivity as selection criterion for elastic elements of force transducers: a brief review. *Sensors and Actuators A: Physical*. (315), 112238. <https://doi.org/10.1016/j.sna.2020.112238>

14. Askari M., Komarizade M. H., Nikbakht A. M., Nobakht N., Teimourlou R. F. (2011) A novel three-point hitch dynamometer to measure the draft requirement of mounted implements. *Research in Agricultural Engineering*. 57(4), 128-136. <https://doi.org/10.17221/16.2011-RAE>

15. Belogusev V., Egorov A., Kozlov K. (2019) A method and instruments to identify the torque, the power and the efficiency of an internal combustion engine of a wheeled vehicle. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 620-629. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1_70

16. Shafaei S. M., Loghavi M., Kamgar S. (2021) Fundamental realization of longitudinal slip efficiency of tractor wheels in a tillage practice. *Soil and Tillage Research*. (205), 104765. <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104765>

17. E. Nataraj, Pranay Sarker, Hifjur Raheman, Ganesh Upadhyay, Embedded digital display and warning system of velocity ratio and wheel slip for tractor operated active tillage implements. *Journal of Terramechanics*, (97), 2021, 35-43. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2021.06.003>.

18. Shafaei S. M., Loghavi M., Kamgar S. Fundamental realization of longitudinal slip efficiency of tractor wheels in a tillage practice. *Soil and Tillage Research*. 2021. Vol. 205. P. 104765. <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104765>

19. Kumar A. A., Tewari V. K., Nare B. (2016). Embedded digital draft force and wheel slip indicator for tillage research. *Computers and Electronics in Agriculture*. (127). 38-49. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2016.05.010>

20. Kushwah A., Chouriya A., Tewari V. K., Gupta C., Chowdhury M., Shrivastava P., & Bhagat P. (2024). A novel embedded system for tractor implement performance mapping. *Cogent Engineering*, 11(1). <https://doi.org/10.1080/23311916.2024.2311093>

21. Kim, Y.-S., Kim, T.-J., Kim, Y.-J., Lee, S. D., Park, S.-U., & Kim, W.-S. (2020). Development of a Real-Time Tillage Depth Measurement System for Agricultural Tractors: Application to the Effect Analysis of Tillage Depth on Draft Force during Plow Tillage. *Sensors*, 20(3), 912. <https://doi.org/10.3390/s20030912>

22. Guangping Liang, Wenliang Fu, Kaifa Wang, Analysis of t-test misuses and SPSS operations in medical research papers, *Burns & Trauma*, (7), 2019, s41038-019-0170-3. <https://doi.org/10.1186/s41038-019-0170-3>

23. Raza M.M.S., Li S., Issa S.F. (2024) Global patterns of agricultural machine and equipment injuries: a systematic literature review. *Journal of Agromedicine*. 29 (2), 214-234. <https://doi.org/10.1080/1059924X.2024.2304704>

24. Aby G.R., Issa S.F., Chowdhary G. (2024) Safety risk assessment of an autonomous agricultural machine. *Journal of Agricultural Safety and Health*. 30(1). 1-15. <https://doi.org/10.13031/jash.15756>

25. Tsymbal B. (2025). Research into ergonomic risks during emergency and rescue operations. *Social Development and Security*, 15(1), 271-285. <https://doi.org/10.33445/sds.2025.15.1.24>

26. Aby G.R., Issa S.F. Safety of automated agricultural machineries: a systematic literature review (2023). *Safety*. 9(1) 1-13. <https://doi.org/10.3390/safety9010013>

27. Про охорону праці: Закон України від 14.10.92 р. № 2695-XII. Дата оновлення: 12.09.2025. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2695-12#Text> (дата звернення: 02.04.2026).

28. Venkatesan V, Nallusamy N, Nagapandiselvi P. Reduction of vibration and noise pollution from agricultural tractor engine using novel pine oil and soapnut oil methyl ester as fuel. *Environ Sci Pollut Res Int* 2023 Mar; 30(13). 36392-36404. <https://doi.org/10.1007/s11356-022-24626-w>.

29. Про охорону навколишнього природного середовища : Закон України від 26.06.91 р. № 1268-XII. Дата оновлення: 08.08.2025. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1264-12#Text> (дата звернення: 23.04.2026).

30. Тихонов О. В., Рибалко І. М., Колпаченко Н. М. Техніко-економічна оцінка конструкторської розробки пристосування : методичні вказівки до виконання практичної роботи студентам, які навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. Харків. нац. техн ун-т сіл. госп. за ім. П. Василенка, 2021. 22 с.