

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**
(назва кафедри)

_____ Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)

“ ____ ” _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Підвищення експлуатаційних показників трактора за рахунок
модернізації силової передачі»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Сівак І.М.
(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Романченко В.М.
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Бордюг Владислав Юрійович
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор _____ Калінін
Є.І.

(науковий ступінь, вчене ваня) (підпис) (ПІБ)
“ ” _____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Бордюг Владислав Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія» _____ (код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення експлуатаційних показників трактора за рахунок модернізації силової передачі»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024 р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру 19.05.2025
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра Нормативно довідкова література. Види та характеристики силових передач тракторів.

Перелік питань які потрібно розробити _____
провести аналіз основних показників якості та функціональної стабільності машино-тракторного агрегату в режимі оранки;

аналіз факторів, які впливають на тяглові показники трактора;

аналіз відмов основних вузлів ведучих мостів;

математичне моделювання машино-тракторного агрегату при оранці;

вплив нерівномірного розподілу навантаження по бортам трактора на довговічність елементів трансмісії;

провести експериментальні дослідження;

розглянути питання з охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях;

дати розрахунок економічного ефекту від зміни надійності колісного редуктора

Перелік графічного матеріалу _____

аналіз відмов трансмісії трактора; залежність відмов колісних редукторів від розташування; вплив сил, що діють на орний агрегат, кінематична схема трансмісії і головної передачі трактора; вплив конструкційних параметрів на оптимальну колію трактора; показники економічної ефективності.

Дата видачі завдання «__» _____ 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Романченко В.М.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Бордюг В.Ю.
(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота складається з 82 сторінок друкованого тексту, містить 37 рисунків, 3 таблиці, список використаних джерел, що включає 36 найменувань.

Робота присвячена рішення питання підвищення експлуатаційної ефективності колісних тракторів тягового класу 3,0 шляхом модернізації ведучих мостів за допомогою використання удосконаленого колісного редуктора.

В роботі проаналізовано розрахунки на міцність ведучих мостів трактора тягового класу 3,0 та відмови в період експлуатації. Проведені розрахунки режимів навантаження трактора та працездатність робочого моста колісного трактора. Розроблено бортовий редуктор, обґрунтовано його використання на тракторі.

Світові лідери тракторобудування виробляють трактори потужністю до 400 кВт. Вагомим показником сучасних тракторів є регульована потужність двигуна. Трактори оснащують коробками передач, які дають змогу безступінчасто змінювати швидкість без втрати потужності. Через механічні втрати в трансмісії у сучасного закордонного трактора витрачається біля 16% ефективної потужності проти 24% на вітчизняних тракторах. Крім того, закордонні трактори на 10...17% економніше споживають паливо.

На ринку має бути продукція різного технічного рівня за різною ціною. Цей чинник, поки що, дає можливість триматися на внутрішньому ринку сільськогосподарської техніки вітчизняному виробнику. Більшість вітчизняних заводів виробляють функціональні машини з низьким технічним рівнем за показниками надійності й довговічності.

Низький рівень вітчизняної техніки можна пояснити низькими асигнуваннями на наукові дослідження та проектно-конструкторські розробки. Машини виробляються і реалізуються з багатьма конструктивними і технологічними недоробками, які виявляють та усувають в процесі експлуатації.

Представники вітчизняних заводів на виставках нової техніки не зазначають показників трудомісткості ТО і ремонту, показників питомого опору ґрунтообробних машин залежно від глибини обробки і властивостей ґрунту, методики точного розрахунку витрати палива, вибору енергетичного засобу і його раціонального завантаження, або повноцінного експлуатаційного дослідження машин не проводили.

Сьогодні є перспективним напрямом створення тракторів у діапазоні потужностей від 120 до 400 кВт на основі аналізу нових технічних рішень, що повинні впроваджуватись через вдосконалення конструкцій трансмісій та оригінальним компонованням систем та агрегатів. Необхідно виконувати розробки в напрямку максимальної модернізації серійних моделей тракторів та розробці конструкцій нових машин з виконанням всіх етапів технології проектування, виготовлення і випробування. Вирішення таких задач можливе лише при умові співробітництва заводів-виробників, машино-випробувальних станцій, науково-дослідницьких інститутів та використання сучасних комп'ютерних програм та програмних комплексів.

ЗМІСТ

Вступ.....	8
1 Стан питання та задачі дослідження	10
1.1 Аналіз основних показників якості та функціональної стабільності машино-тракторного агрегату в режимі оранки	10
1.2 Аналіз навантаження трансмісій тракторів	13
1.3 Аналіз факторів, які впливають на тяглові показники трактора.....	16
1.4 Аналіз рекомендацій по розрахункам на міцність деталей ведучих мостів	19
1.5 Аналіз відмов основних вузлів ведучих мостів	21
1.6 Підвищення працездатності елементів трансмісії шляхом їх модернізації	24
1.7 Постановка задач дослідження.....	35
2 Режим навантаження трактора та працездатність елементів ведучого моста при оранці.....	37
2.1 Математичне моделювання машино-тракторного агрегату при оранці.....	37
2.1.1 Розрахункова схема МТА.....	37
2.1.2 Математична модель МТА.....	39
2.1.3 Спрощення математичної моделі МТА	40
2.1.4 Визначення сил опору.....	43
2.1.5 Врахування бокової сили опору коліс.....	45
2.2 Нерівномірність розподілу навантаження на елементи трансмісії трактора при оранці.....	46
2.2.1 Визначення різниці у навантаженні на різні борта трактора.....	46
2.2.2 Оптимізація колії сільськогосподарського трактора по критерію мінімізації нерівномірності розподілу навантаження	47
2.3 Вплив нерівномірного розподілу навантаження по бортам трактора на довговічність елементів трансмісії.....	49
2.3.1 Знаходження крутних моментів на ведучих шестернях колісного редуктора.....	49

2.3.2 Знаходження коефіцієнтів зниження довговічності шестерень колісного трактора	50
2.3.3 Розрахунок коефіцієнтів зниження довговічності шестерень тракторів ХТЗ.....	52
3 Експериментальні дослідження	58
3.1 Експлуатаційні випробування	58
3.1.1 Мета та об'єкт дослідження	58
3.1.2 Методика дослідження, прилади та обладнання	58
3.1.3 Відпрацювання результатів дослідження	59
3.1.4 Результати випробувань	60
3.2 Стендові випробування.....	62
3.2.1 Мета та об'єкт дослідження	62
3.2.2 Методика дослідження, прилади та обладнання	62
3.3 Аналіз статистики відмов колісних редукторів	67
4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	68
4.1 Умови безпеки праці на тракторі ХТЗ-17021	68
5 Економічне обґрунтування зміни надійності колісного редуктора	73
5.1 Розрахунок економічного ефекту від зміни надійності колісного редуктора	73
Висновки	77
Список використаних джерел	78

ВСТУП

Для створення якісної машини конструктор має розглянути конструкцію з різних точок зору. Тобто, конструкція повинна задовольняти багатьом, у більшості випадків антагоністичним вимогам. У тракторній конструкції, як і загалом у машинобудуванні, мають виконуватися принципи низької ціни та високої продуктивності при достатній надійності та оптимальній вазі. Отже, на сьогодні у сучасному машинобудуванні оптимальне проектування при модернізації конструкцій серійних тракторів є актуальним.

Якість продукції – це сукупність її властивостей, що обумовлюють здатність продукції задовольняти потреби споживачів згідно її призначення. В умовах жорсткої конкуренції якість продукції виходить на перший план та подальше стає все більш вагомим аргументом на користь одного або іншого продукту. Основними показниками якості продукції є її надійність, безвідмовність, ресурс.

ВАТ «ХТЗ» створив моделі тракторів з двигунами потужністю 10...240 к.с. Постає питання про те, чи відповідають ці моделі зразкам ведучих тракторобудівних фірм світу відносно забезпечення продуктивності, комфортності, економічності, надійності та ін. Треба сказати, що при створенні нових тракторів (ХТЗ-17222, ХТЗ-181, ХТЗ-16131 та їх модифікацій) ВАТ «ХТЗ» використав компонентну базу тракторів-попередників Т-150, Т-150К, які були спроектовані у 70-х роках минулого століття. Усі ці моделі уніфіковані по окремим агрегатам. Як суттєвий недолік слід зазначити, що завод-виробник на сучасні колісні машини, які сконструйовані на компонентній базі Т-150К, без конструктивних змін встановлював коробку передач та ведучий міст.

Світові лідери тракторобудування виробляють трактори потужністю до 400 кВт. Вагомим показником сучасних тракторів є регульована потужність двигуна. Трактори оснащують коробками передач, які дають змогу безступінчасто змінювати швидкість без втрати потужності. Через механічні втрати в трансмісії у сучасного закордонного трактора витрачається біля 16% ефективної потужності

проти 24% на вітчизняних тракторах. Крім того, закордонні трактори на 10...17% економніше споживають пальне.

На ринку має бути продукція різного технічного рівня за різною ціною. Цей чинник, поки що, дає можливість триматися на внутрішньому ринку сільськогосподарської техніки вітчизняному виробнику. Більшість вітчизняних заводів виробляють функціональні машини з низьким технічним рівнем за показниками надійності й довговічності.

Низький рівень вітчизняної техніки можна пояснити низькими асигнуваннями на наукові дослідження та проектно-конструкторські розробки. Машини виробляються і реалізуються з багатьма конструктивними і технологічними недоробками, які виявляють та усувають в процесі експлуатації.

Представники вітчизняних заводів на виставках нової техніки не зазначають показників трудомісткості ТО і ремонту, показників питомого опору ґрунтообробних машин залежно від глибини обробки і властивостей ґрунту, методики точного розрахунку витрати палива, вибору енергетичного засобу і його раціонального завантаження, або повноцінного експлуатаційного дослідження машин не проводили.

Сьогодні є перспективним напрямком створення тракторів у діапазоні потужностей від 120 до 400 кВт на основі аналізу нових технічних рішень, що повинні впроваджуватись через вдосконалення конструкцій трансмісій та оригінальним компонованням систем та агрегатів. Необхідно виконувати розробки в напрямку максимальної модернізації серійних моделей тракторів та розробці конструкцій нових машин з виконанням всіх етапів технології проектування, виготовлення і випробування. Вирішення таких задач можливе лише при умові співробітництва заводів-виробників, машино-випробувальних станцій, науково-дослідницьких інститутів та використання сучасних комп'ютерних програм та програмних комплексів.

1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз основних показників якості та функціональної стабільності машино-тракторного агрегату в режимі оранки

Бурхливий розвиток сільського господарства в усьому світі вимагає вдосконалення технічних характеристик сільськогосподарських тракторів [1]. Так, сучасні трактори повинні вміти виконувати цілий спектр сільськогосподарських робіт при гарантованому рівні надійності [36].

Отже, сучасне сільське господарство розвивається у напрямку збільшення енергоємності тракторів, їх продуктивності та водночас зменшення усіх видів витрат (пальне, час, втрамбування та руйнування структури ґрунту) на виконання сільськогосподарських робіт [37]. При цьому важливе значення приділяється забезпеченню якості та функціональної стабільності машино-тракторного агрегату. Найбільш актуально питання забезпечення функціональної стабільності машино-тракторного агрегату стоїть для оранки, як однієї з найбільш енергоємних робіт. І, навіть зважаючи на подальший розвиток технологій без оранки, говорити про остаточну відмову від традиційної оранки ще дуже передчасно.

Якість – це сукупність властивостей виробу, які визначають ступінь придатності її для використання за призначенням, ступінь досконалості, яким володіє виріб. Одними з основних складових якості ведучих мостів є їх надійність та довговічність, а також функціональна стабільність усього машино-тракторного агрегату.

Функціональна стабільність – це властивість машино-тракторного агрегату, що полягає у здатності якісно виконувати необхідну роботу під впливом зовнішніх та внутрішніх дестабілізуючих факторів.

Забезпечення функціональної стабільності є складною проблемою, яка потребує системного вирішення комплексу взаємопов'язаних завдань по розробці теоретичних положень, методів автоматизованого моделювання та аналізу

складних систем, що дозволяють будувати достовірні моделі, пред'являти вимоги з функціональної стабільності та оцінювати їх реалізацію.

На функціональну стабільність машино-тракторного агрегату впливають різноманітні фактори, найбільш впливові з яких: стійкість та стабільність руху.

Згідно з теорією О.М. Ляпунова, машино-тракторний агрегат має сталу динамічну рівновагу, якщо зовнішні сили, що діють на нього, не змінюють заданого напрямку руху або не виводять його з заданих меж відхилення.

Сталий рух машино-тракторного агрегату можливий, якщо момент сили, що примушує його до повороту (M_B) не більший за момент опору повороту (M_C): $M_B \leq M_C$. Умова стійкості обмежує процес оранки та дозволяє при цьому його коливання в межах цих обмежень. Вимоги по стабільності руху обмежують коливання процесу по стійкості. Ці показники, хоч і зв'язані між собою, але не можуть замінити один одного. Стабільність та стійкість роботи підвищуються з удосконаленням конструкції машин. На стійкість руху машино-тракторного агрегату впливають:

- конструкція машини і найбільшою мірою конструкція механізму керування;
- тип приводу рушіїв;
- рельєф місцевості;
- кваліфікація та швидкість реакції оператора;
- швидкість руху;
- ширина захвату машини;
- вага машино-тракторного агрегату;
- розподіл ваги по осях;
- база трактору;
- розташування центра ваги трактору відносно повздовжньої осі симетрії;
- жорсткість шин;
- ум'ятість ґрунту.

Насамперед засіб повороту трактора передбачає його стійкість як при повороті, так і при руху уперед. Крім того, при різному засобі повороту трактора, кінематика його повороту суттєво відрізняється. При цьому найбільшої різниці

досягають відрізнєння по кінематиці проходу задніх коліс та їх взаємозв'язок з передніми. Колеса заднього та переднього мостів трактора при повороті проходять різну відстань, при чому для трактора з передніми керованими колесами різниця між відстанню, що проходять колеса переднього та заднього мостів більш суттєва.

Крім цього значно відрізняється також і вихід трактору з повороту. Так, трактор з шарнірно-зчленованою рамою буде намагатися вирівнятися через роботу центрального шарніру (або пристрою, що його замінює). При цьому постійно вирівнюватися відразу будуть як передній, так і задній міст, що призводить до руйнування стійкості руху, та значного збільшення площини ґрунту, яку втрамбовують задні колеса при виході з повороту. В свою чергу трактор з передніми керованими колесами буде більш впевнено виходити з повороту, оскільки при зменшенні кута повороту коліс стійкість руху буде збільшуватися.

Істотний вплив як на стійкість руху машино-тракторного агрегату, так і на навантаження елементів трактора має тип приводу рушіїв. Дослідженнями доведено, що оптимальний тип приводу дозволяє значно підвищити стійкість руху і зменшити навантаження в трансмісії.

Рельєф місцевості також має дуже великий вплив на стійкість руху машино-тракторного агрегату. Відомо, що в кожен конкретний мить рельєф під кожним колесом трактора різний, що приводить до різної довжини шляху, що проходить кожне колесо. Через це трактор завжди намагається втратити стійкість руху, яку в певному діапазоні підтримує міжколісний диференціал.

Не менш важливий вплив на стійкість руху машино-тракторного агрегату має кваліфікація та швидкість реакції оператора, бо саме від нього залежить як тривалість перехідних процесів, так і їх вихід на сталий рух.

Стійкість руху машино-тракторного агрегату залежить від рівноваги сил, що діють на робочі органи та співвідношення параметрів окремих елементів та деталей кріплення їх до рами.

Через неоднорідність ґрунту та умов руху (щільність ґрунту, мікрорельєф, рослинний покрив, фізико-механічні властивості та інші фактори) сили, що діють на машино-тракторний агрегат, змінюються по величині та напрямку, порушується їх рівновага і через це машино-тракторний агрегат у вертикальному та горизонтальному напрямку починає рухатися з відхиленням.

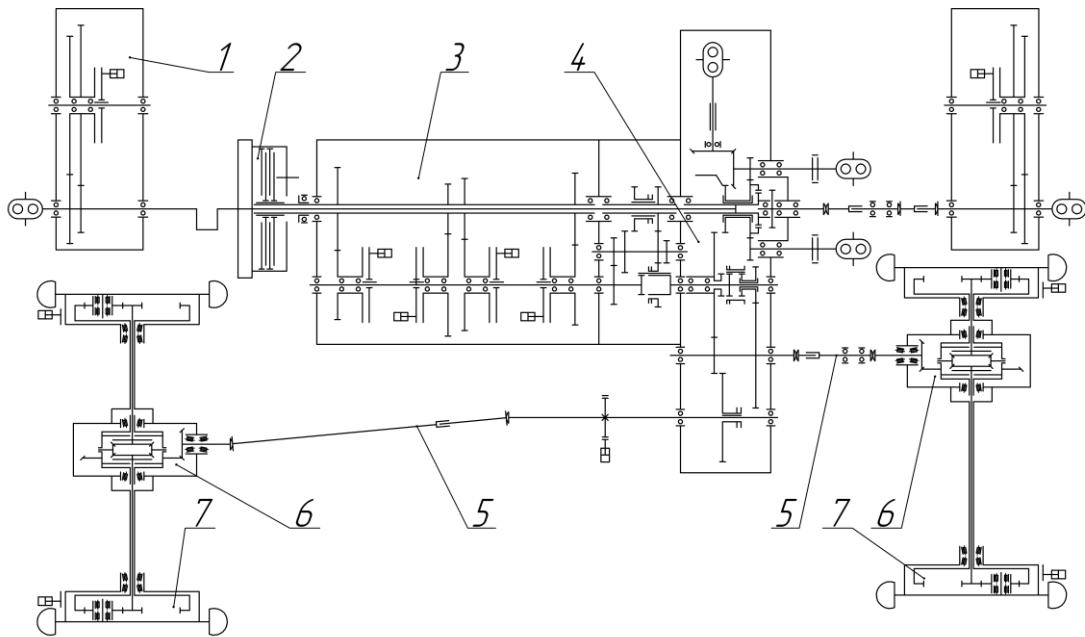
Ширина захвату та швидкість руху машино-тракторного агрегату обмежуються не лише тяговими здібностями, але і стійкістю руху її у заданому напрямку. При жорсткому зв'язку сільськогосподарських машин з трактором, стійкість машино-тракторного агрегату залежить від величини та нерівномірності тягового опору цих машин, моменту опору трактора повороту та схемою їх агрегування.

1.2 Аналіз навантаження трансмісій тракторів

Трансмісії тракторів необхідні для передачі крутного моменту від двигуна на ведучі колеса трактора, зміни цього моменту, а також частоти та напрямку оберту ведучих коліс. Типова трансмісія колісного трактору з чотирма ведучими колесами включає: муфту зчеплення, коробку передач, роздавальну коробку, карданні передачі та ведучі мости з головною передачею, диференціалом та колісними редукторами. Типова кінематична схема такої трансмісії подана на рисунку 1.1.

Під час руху елементи трактору підпадають під дію складного навантаження. Джерелом рушійної сили трактора є двигун. Реалізований ним крутний момент передається через трансмісію до рушіїв трактора. Якщо тяговий опір на кожному колесі рівний, то крутний момент розподіляється між колесами рівномірно. Якщо ж тяговий опір по різних колесам відрізняється, то на трансмісію трактора починає діяти складне навантаження. Так, завдяки роботі диференціалу крутні моменти, що підведені до коліс, будуть прагнути урівноважити опір на колесах або ж трактор почне відхилятися від стану сталого руху.

Єдиним елементом трансмісії трактору (рисунок 1.1), який може знаходитися під впливом нерівномірного навантаження, є ведучий міст. Виходячи з цього, можна вважати, що навантаження, які діють на ведучі мости тракторів, є найбільш складними для визначення, а самі мости є найбільш визначальними елементами трансмісії тракторів з точки зору сталого руху.



1 – двигун; 2 – муфта зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – роздавальна коробка; 5 – карданні передачі; 6 – головні передачі з диференціалом; 7 – колісні редуктори.

Рисунок 1.1 – Кінематична схема колісного трактору з шарнірно-зчленованою рамою типу Т-150К

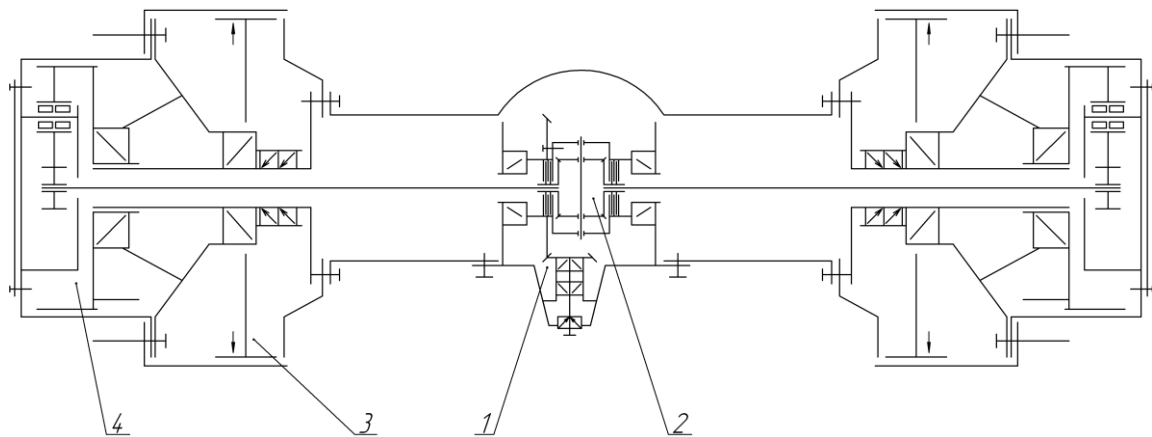
Основними призначеннями ведучих мостів є:

- змінювати підведений крутячий момент та передавати його від приводного карданного валу до рушіїв тракторів;
- при повороті забезпечувати можливість ведучим колесам обертатися з різними швидкостями;
- передавати через корпус тяглове зусилля та реактивний момент від рушіїв до остову трактора.

Виходячи з цього ведучі мости повинні задовольняти вимогам:

- високий ККД;
- низький рівень зовнішнього шуму;
- компактні розміри;
- висока міцність;
- високий опір зносу;
- високий гальмовий момент;
- придатність для обслуговування;
- забезпечення високих динамічних характеристик трактора;
- забезпечення високої прохідності трактора.

Типова принципова схема ведучих мостів колісних тракторів з шарнірно-зчленованою рамою наведена на рисунку 1.2.



1 – головна передача; 2 - диференціал підвищеного тертя; 3 – колісні гальма; 4 – колісний редуктор

Рисунок 1.2 – Схема ведучого моста трактору типу Т-150К

Основні механізми, що передають крутний момент ведучих мостів колісних тракторів – головна передача з диференціалом та колісні редуктори.

Головна передача у більшості випадків представляє собою пару конічних шестерень з круговим зубом або гіпоїдних. Її основна функція – передача крутного моменту до півосей трактору під кутом 90° , збільшуючи його при цьому. Навантаження, діюче на шестерні головної передачі не залежить від рівномірності навантаження ведучого моста.

Диференціали колісних тракторів бувають різних типів: прості без блокування, з примусовим блокуванням, та з автоматичним блокуванням (у тому числі диференціали підвищеного тертя). Кожен з цих типів має свої переваги та недоліки, які не є предметом розгляду у цій роботі. Диференціал є ключовим елементом ведучих мостів, який розподіляє крутний момент по колісним редукторам та впливає на сталий рух машино-тракторного агрегату.

Колісні редуктори остаточно підвищують крутний момент та передають його безпосередньо на колеса. Конструкції колісних редукторів у різних тракторів дуже різноманітні. Вони бувають як одноступеневими, так і багатоступеневими; як циліндричними, так і конічними і планетарними. Саме шестірні колісних редукторів піддаються дії нерівномірного навантаження, і є найбільш навантаженим елементом ведучих мостів (від дії крутного моменту).

1.3 Аналіз факторів, які впливають на тягові показники трактора

При виконанні МТА різноманітних сільськогосподарських робіт на його тягові показники впливає багато факторів, таких як потужність двигуна, передаточні числа трансмісії, швидкість МТА, розподіл маси трактора по його мостам, характеристики ґрунту (щільність, вологість та ін.), ширина захвату сільськогосподарських знарядь, їх питомий опір, та багато інших.

Але разом з переліченими вище факторами велике значення має також співвідношення між колією трактора та шириною захвата сільськогосподарських пристроїв, від їх взаємного узгодження.

Як показують дослідження при різних способах агрегування можна отримати різні техніко-економічні показники МТА.

У цьому розрізі цікавий досвід побудови модульних енерго-технологічних засобів (МЕЗ) на базі тракторів МТЗ-142 (МЕЗ-200) та Т-150К (МЕЗ-300). Завдяки більш високим тягово-зчіпним властивостям МЕЗ-200 може легко агрегуватися з орами, які передбачались для тракторів Т-150К, а МЕЗ-300 – для К-701. При цьому, завдяки збільшеній (за рахунок приєднання технологічного модуля)

повздожній базі, МЕЗ може рухатися на найменшій відстані від стінки борозни (в 1,5...3 рази меншій, ніж серійні трактори подібного тяглового класу). А більш вузька колія дозволяє більш ефективно агрегувати МЕЗ з оралами.

В результаті, маючи меншу вагу та потужність двигуна, МЕЗ-200 та МЕЗ-300 по продуктивності не поступаються, а іноді і перевищують рівні з ними по тягловому класу серійні трактори Т-150К та К-701 відповідно.

Велика увага приділялася питанням конструктивного узгодження орала з тракторами і при створенні агрегатів для оранки на базі тракторів з передніми та задніми начіпними пристроями. В цьому випадку стійкість руху орала, яка напряду залежить від конструктивного узгодження орала з трактором, робить вирішальний вплив на стійкість руху агрегату при оранці. Агро-кінематичному аналізу системи «трактор – орало» в сучасній літературі присвячені декілька наукових праць.

Так, у роботі [21] проведено порівняння двохточкової та трьохточкової схем начіпного пристрою при роботі гусеничного трактора з начіпними оралами. В роботі було проведено агро-кінематичний аналіз щодо системи «трактор – орало», зроблені висновки про необов'язковість переналагодження трьохточкового начіпного пристрою на двохточковий при використанні гусеничних тракторів з начіпними оралами.

В роботі [30] проаналізовано різні рекомендовані заводом-виробником схеми агрегування тракторів Т-150 та Т-150К з основними для цих тракторів начіпними та напівначіпними оралами. У підсумку були обґрунтовані рекомендації по агрегуванню зазначених тракторів та запропоновані найбільш підходящі схеми.

В роботі [30] виконано агро-кінематичний аналіз агрегату для оранки та зроблені висновки про сприятливий вплив зміщення ліворуч орала на опір агрегату для оранки. У підсумку була запропонована методика визначення оптимальної величини поперечного зміщення орала ліворуч для кожного конкретного агрегату при оранці. Для цього треба розрахувати величину необхідного зміщення, яке визначається $e_n = (B - B_m)/2$ та $e_n < d \cdot ctg(\gamma + \varphi)$,

де B – колія трактора, м;

B_m – колія трактора, м, розрахована за формулою $B_m = b_k \cdot (n+1) - 2 \cdot m_o - b$;

b_k – конструктивна ширина захвату корпусів орала, м;

n – число корпусів орала;

m_o – відстань від стінки борозни до зовнішньої кромки рушія, м;

b – ширина рушія, м;

d – відстань у повздовжній площині від точки приєднання орала до центру опору орала, м;

γ – кут, створений лезом лемешу орала зі стінкою борозни;

φ – кут тертя леза лемешу орала по стінці борозни.

Для практичного використання рекомендується прийняти менше з цих значень. У цьому випадку буде враховано як співвідношення між габаритною шириною МТА та шириною орала, так і умова стійкості роботи останнього.

В роботі [16] також було проведено агро-кінематичний аналіз агрегату для оранки. В роботі були зроблені висновки про те, що для курсової стійкості трактора необхідно виконання умови проходження лінії тяги трактора крізь центр тиску його ходової частини (центр повороту трактора).

При двохточковій схемі начіпного пристрою цього можна досягти зміщенням його миттєвого центру повороту з осі симетрії трактора на величину $e = l \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$,

де l – відстань у повздовжньої площині від центру повороту трактора до точки приєднання орала, м;

α – кут відслонення лінії тяги від напрямку поступального руху орала.

При трьохточковій схемі начіпного пристрою умову проходження лінії тяги крізь центр тиску ходової частини трактора можна забезпечити центральним розташуванням начіпного пристрою на осі симетрії трактора.

1.4 Аналіз рекомендацій по розрахункам на міцність деталей ведучих мостів

Розрахунки деталей ведучих мостів на міцність проводяться з метою попередньої перевірки працездатності існуючої та розробляємої конструкції. У випадку ведучих мостів найбільш навантаженими деталями є корпус моста, шестерні головної передачі та колісного редуктора. Для цієї роботи найбільшу цікавість становлять розрахунки на міцність шестірень колісного редуктора. Основними видами їх руйнування є злом, втомне викрашування робочих поверхонь, абразивний знос та заїдання. Найбільш небезпечним видом руйнування шестерень є злом, який може статися після різкого підняття навантаження та разового перевищення шестернею своєї межі міцності на злом. Та все ж таки найбільш розповсюдженим видом руйнування шестірень є втомне викрашування робочих поверхонь, яке відбувається при тривалій дії змінних по напрямку дії та величині напружень. Через тривалу дію змінних за величиною навантажень на робочих поверхнях зубів виникають тріщини втомного характеру, подальший розвиток яких призводить до відділення часток металу. Саме через це довговічність зубів шестерень колісного редуктору знаходиться за допомогою оцінки діючих контактних навантажень.

В основу проектувальних та перевірочних розрахунків як ведучих мостів, так і інших агрегатів трансмісії тракторів покладені відомі залежності розрахунків, які спираються на базові закономірності прикладної механіки та деталей машин.

Довговічність зуба ведучої шестерні колісного редуктора знаходиться за формулою:

- для постійного режиму роботи:

$$T = \left(\frac{\sigma_h^0}{\sigma_h} \right)^6 \cdot \frac{N_{hG}}{60 \cdot n}; \quad (1.1)$$

- для змінного режиму роботи:

$$T = \frac{\sigma_h^{06} \cdot N_{hG}}{60 \cdot n \cdot \sum_{i=1}^2 \sigma_{hi}^6 \cdot \tau_i}; \quad (1.2)$$

де σ_h^0 – контактні напруження, що відповідають межі витривалості, Па;

σ_{hi} – діючі контактні навантаження, Па;

N_{hG} – число циклів, що відповідає межі витривалості;

τ_i – доля роботи при визначеному режимі навантаження.

Контактні напруження, що діють на зуб ведучої шестерні колісного редуктора визначаються за формулою:

$$\sigma_h = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{M \cdot E \cdot K_{hv} \cdot K_{h\beta} \cdot (i+1)}{d_1^2 \cdot b \cdot \sin(2 \cdot \alpha_1) \cdot i}}; \quad (1.3)$$

де M – діючий крутячий момент;

E – модуль пружності першого роду;

K_{hv} – коефіцієнт динамічності;

$K_{h\beta}$ – коефіцієнт концентрації напруги;

i – передаточне число зубчатого зчеплення;

d_1 – початковий діаметр ведучої шестерні;

b – ширина зуба;

α_1 – кут зачеплення.

Таким чином при незмінних інших умовах, діючі на зуб шестірень контактні навантаження пропорційні діючому крутному моменту, тобто $\sigma_h \sim \sqrt{M}$.

При розрахунках елементів трансмісії тракторів на міцність під впливом діючого крутного моменту визначається крутний момент, який може діяти виходячи з найбільшої потужності двигуна чи виходячи з найбільшим зчепленням коліс з ґрунтом. Для подальших розрахунків приймається менший з них.

При наявності у ведучих мостах колісних тракторів міжколісного диференціалу також береться до уваги можливе підвищення навантаження на одному борту трактора за рахунок зниження на іншому. Але, оскільки таке підвищення діючого навантаження виникає тимчасово, то його враховують лише при розрахунках зубчатих коліс на вигин. При розрахунках же на контактну

міцність перевантаження одного з бортів ігнорують та приймають, що міцність, що надходить на ведучий міст рівномірно розподіляється між бортами трактора.

Оскільки у більшості випадків міцності розрахунки ведуться по статичному навантаженню, то з'являється необхідність урахування динамічного навантаження. Питанню урахування динамічного навантаження присвячено декілька досліджень та більшість з них зводиться до визначення коефіцієнта динамічності, який необхідно приймати до уваги при розрахунках на міцність.

Були визначені коефіцієнти динамічності для деталей трансмісії тракторів з урахуванням навантаження, виникаючого при перехідних режимах, використанню тракторів у різних кліматичних зонах по видам робіт, кількості впливу на органи керування за одну годину.

В роботі [15] приведена спрощена методика визначення режиму навантаження, діючого на деталі ведучих мостів з урахуванням несиметричного розподілу навантаження від опору орала. При цьому метою роботи було визначення тяглового ККД при нерівномірному розподілу реакцій між колесами, тому ніякого аналізу на міцності характеристики деталей ведучих мостів не проводилося.

Більш повна методика визначення режиму навантаження, діючого на деталі ведучих мостів з урахуванням несиметричного розподілу навантаження від опору орала. Але і вона не враховує усіх факторів, що впливають на навантаження деталей ведучих мостів.

1.5 Аналіз відмов основних вузлів ведучих мостів

З метою виявлення закономірностей виникнення відмов елементів ведучих мостів тракторів, був здійснений збір відомостей про відмови ведучих мостів усіх типів тракторів (які виробляє ВАТ «ХТЗ») протягом гарантійного періоду, починаючи з 2000 року та закінчуючи 2006 роком.

На рис. 1.3-1.6 надані гістограми розподілу відмов основних елементів ведучих мостів та головних передач (в залежності від їх розташування) тракторів ВАТ «ХТЗ», які сталися протягом гарантійного періоду експлуатації тракторів.

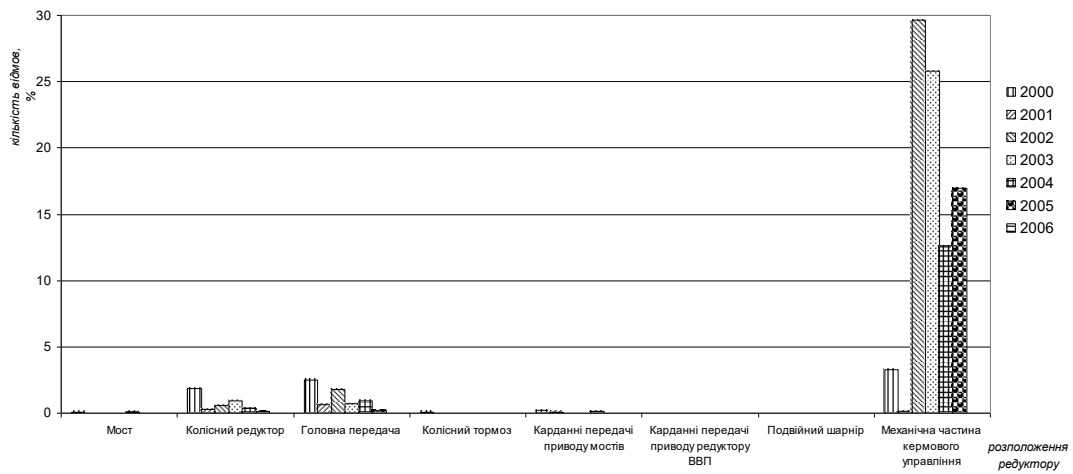


Рисунок 1.3 – Розподіл відмов по вузлам ведучих мостів та карданів.

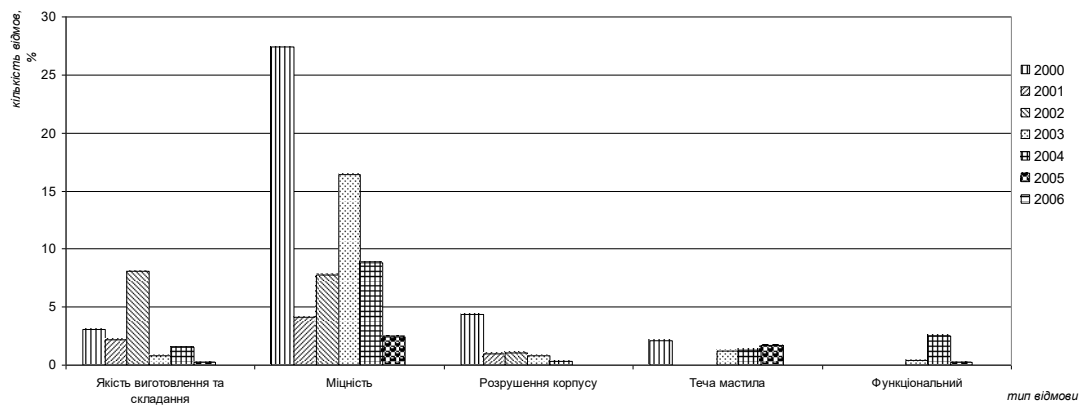


Рисунок 1.4 – Розподіл відмов ведучих мостів та карданів по їх типу.

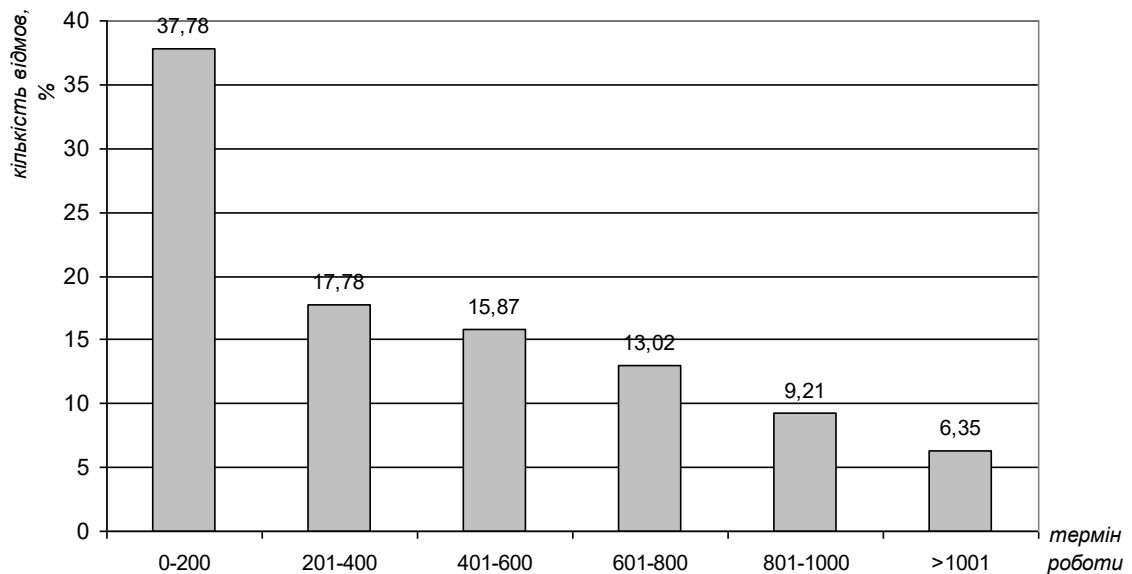


Рисунок 1.5 – Розподіл відмов ведучих мостів та карданів по їх терміну роботи до відмови.

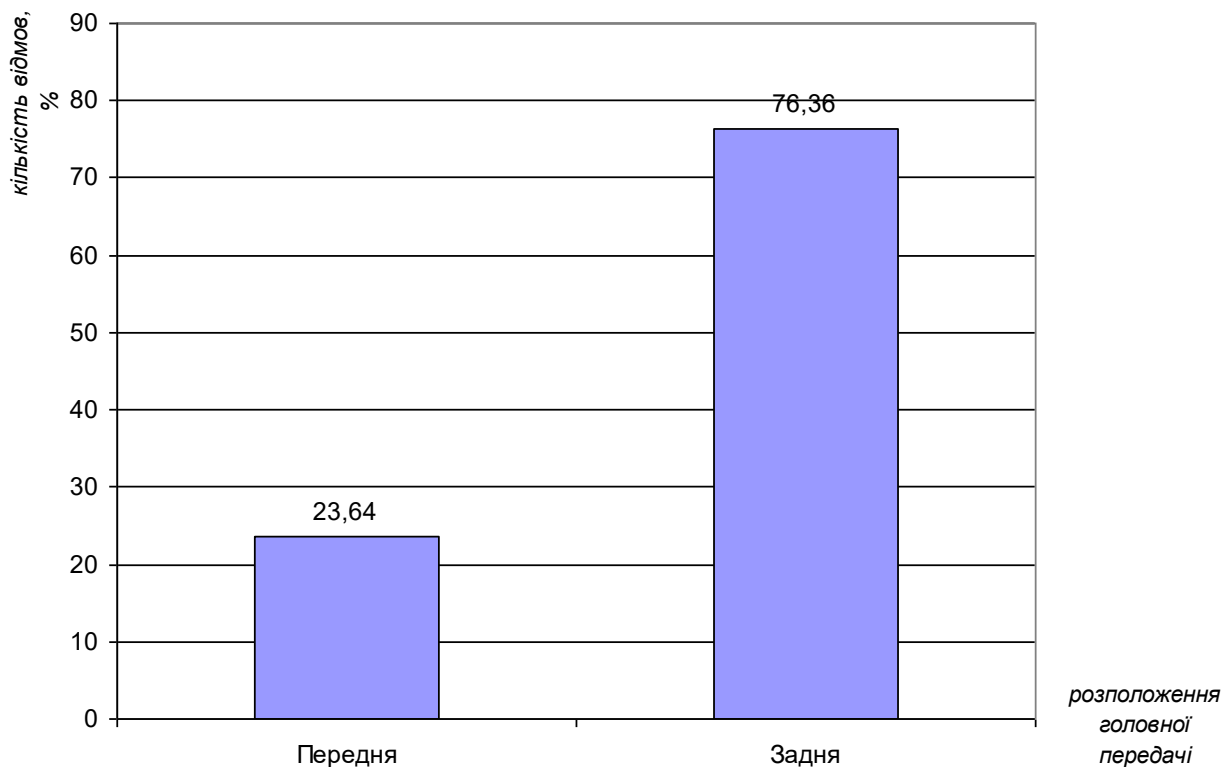


Рисунок 1.6 – Розподіл відмов головних тракторів з шарнірно-зчленованою рамою, пов’язаних з міцністю деталей, у залежності від їх розміщення.

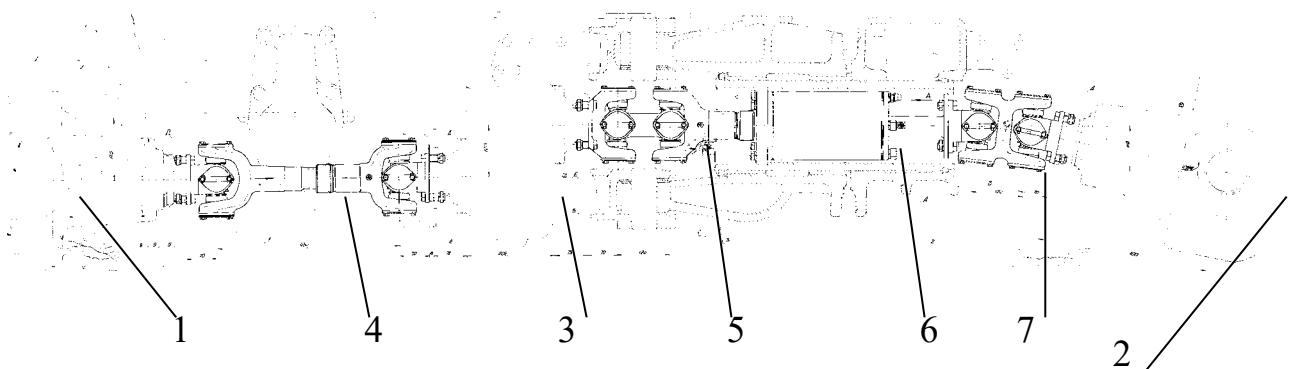
Як бачимо з рисунків 1.3-1.4, найбільша кількість відмов у гарантійний період приходить на механічну частину рульового керування. Далі, в бік зменшення, йдуть головна передача та колісні редуктора. При цьому найбільш розповсюдженою причиною їх виходу з ладу є питання міцності та якості складання вузлів.

Дуже цікавим виглядає розподіл відмов, пов’язаних з міцністю деталей, головних передач тракторів з шарнірно-зчленованою рамою. Така різниця у долі відмов головних передач заднього моста від головних передач переднього моста ніяк не може бути простим збігом.

Перед початком аналізу експлуатаційних відомостей по відмовам ведучих мостів тракторів звертаємо увагу на те, що усі відомості по відмовам, які наведені у даній роботі, стосуються лише гарантійного періоду роботи трактора і підставою переважної більшості з них були відхилення від технології виготовлення вузлів. Але ж в передніх мостах і в задніх використовується одна й та сама головна передача. Тому можна припустити з великою долею вірогідності,

результаті було виявлено, що при роботі водило піддається складним деформаціям, які призводять до витягування вісі сателітів з водила.

Аналізуючи розподіл відмов головних передач колісних тракторів з шарнірно-зчленованою рамою, який наведено на рис. 1.6, видно, що на головні передачі заднього моста приходиться втричі більше відмов, ніж на головні передачі переднього моста. Оскільки конструктивно вони однакові і на ведучи мости діє приблизно однаковий крутний момент (при робочому навантаженні), то цілком ймовірно, що підставою до такої різниці в відмовах служать інші фактори. Продовжуючи порівнювати обидві головні передачі не можна не помітити істотної різниці у конструктивній схемі приводу ведучих мостів, зумовленої конструктивною схемою трактору. Так приводом переднього моста служить звичайний кардан, у той час як задній міст приводиться через передній подвійний шарнір, проміжну опору та задній подвійний шарнір (рисунок 1.8).



1 – передній міст; 2 – задній міст; 3 – роздавальна коробка; 4 – кардан переднього моста; 5 – передня подвійний шарнір; 6 – проміжна опора; 7 – задній подвійний шарнір

Рисунок 1.8 – Привід переднього та заднього ведучих мостів тракторів ВАТ „ХТЗ” з шарнірно-зчленованою рамою:

Проаналізуємо, до чого може привести подібна конструктивна різниця.

Для переднього моста не є принциповим питання його вірного встановлення на раму трактора, бо передній кардан в змозі компенсувати усі

неточності при монтажу. Те саме стосується і різних деформацій, переміщень та „течі” метала корпусу ведучого моста при експлуатації.

Але для заднього моста картина принципово інша. Подвійний шарнір, компенсуючи погрішності монтажу заднього мосту та проміжної опори на раму трактора, при роботі під навантаженням змушений або „скручуватися”, або значно довантажувати підшипники головної передачі.

На практиці одночасно виникають і перший і другий процеси. Підставою для їх є і нестиківка осі вала проміжної опори з віссю ведучої шестерні головної передачі (рисунок 1.9), яку допускають до 4 мм, відсутність балансування подвійного шарніру та нежорстка конструкція корпусу ведучого моста.

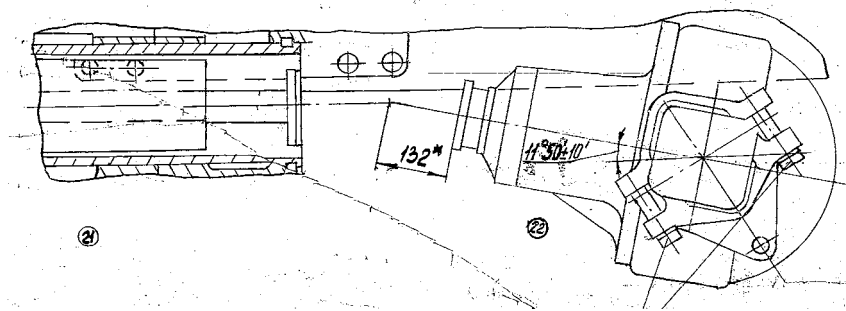


Рисунок 1.9 – Схема установки заднього ведучого моста тракторів ВАТ „ХТЗ” з шарнірно-зчленованою рамою

Для компенсування цих негативних явищ, у конструкції трактору використовуються кардани більшого типорозміру, ніж це доцільно, дивлячись на діючий крутний момент. При цьому, 15...20 років тому, коли конструкція карданних передач відповідала доцільної по крутячому моменту, вони були чи не найменш надійним вузлом трактору, після чого їх конструкція була значно підсилена до діючої.

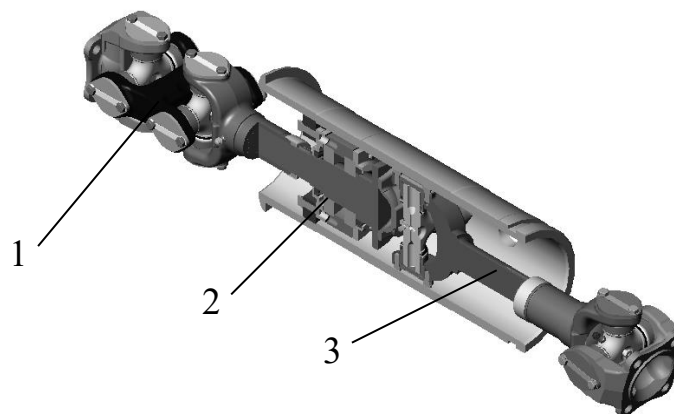
Оскільки головна передача ніколи не була найменш надійним вузлом, її конструкцію не „пересилували” і зараз вона повністю відповідає необхідній по теоретичним розрахункам. Але ж описані вище негативні фактори істотно впливають на її роботу, значно довантажуючи підшипники ведучої шестерні, що приводить до їх передчасного послаблення. В свою чергу, навіть найменше

послаблення підшипників ведучої шестерні головної передачі приводить до порушення зубчатого зачеплення. Дивлячись на те, що зачеплення конічних передач з круговим зубом є дуже залежним від погрішностей, то послаблення підшипників неминуче приводить до передчасного виходу з ладу шестерень головної передачі. Підтвердженням цих викладок може бути той факт, що в інструкції по експлуатації тракторів ВАТ „ХТЗ” записана вимога перевірки натягу підшипників ведучої шестерні, у той час, як при стендових випробуваннях, головні передачі робили по три терміни служби колісних редукторів без послаблення моменту натягу підшипників ведучої шестерні нижче рекомендованого.

Остаточним підтвердженням приведених викладок є значно менша частка відмов головних передач переднього моста тракторів з шарнірно-зчленованою рамою і майже повна їх відсутність на тракторах з передніми керованими колесами та гусеничних, на яких не використовується привод заднього мосту за допомогою проміжної опори. Наявність же більшої кількості відмов головних передач переднього моста тракторів з шарнірно-зчленованою рамою у порівнянні з головними передачами інших тракторів, на мою думку, носить суто технологічні передумови, бо половина з цих відмов припадає на період зборки тракторів, тривалістю у п'ять місяців, а переважна більшість відмов, як і було сказано у попередньому розділі, є відхилення від технології виготовлення вузлів.

Так, з огляду на зроблені вище висновки, для підвищення працездатності ведучих мостів можна надати наступні рекомендації.

1 Для підвищення працездатності головних передач необхідно збільшити жорсткість установки заднього мосту на раму трактора, підвищити вантажопідйомність конічного підшипника ведучої шестерні, який розміщений зі сторони вхідного фланцю головної передачі та змінити конструкцію приводу заднього моста таким чином, щоб між переднім та заднім подвійними шарнірами розміщувався карданний вал (рисунок 1.10). Це призведе до підвищення надійності як самого карданного приводу, так і головної передачі та збільшення технологічності складання трактора.



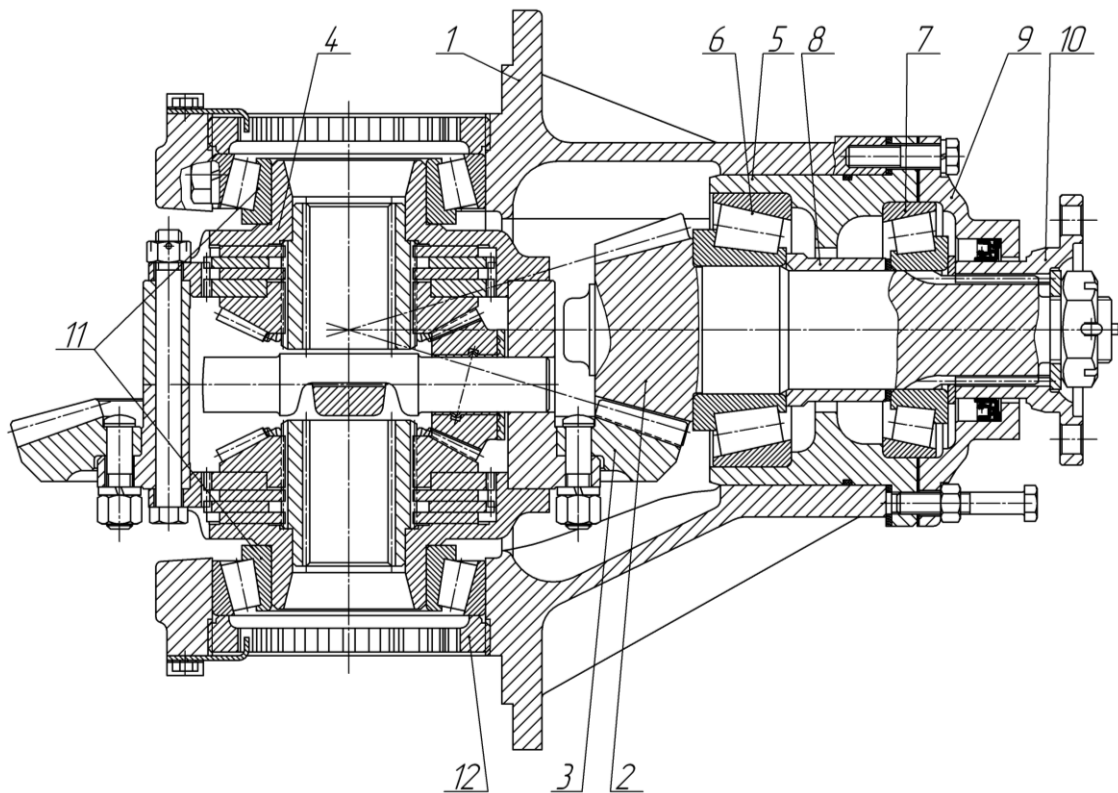
1 – передній подвійний шарнір; 2 – проміжна опора; 3 – задній подвійний шарнір.

Рисунок 1.10 – Конструкція розробленого приводу заднього моста тракторів з шарнірно зчленованою рамою

Підвищити жорсткість установки заднього мосту на раму трактора можна за допомогою збільшення жорсткості безпосередньо корпусу ведучого мосту таким чином, щоб він не деформувався при зтяжці болтів.

Підвищити вантажопідйомність кінцевого підшипника ведучої шестерні, який розміщений зі сторони вхідного фланцю головної передачі можна за допомогою установки підшипника з більшою вантажопідйомністю (рисунок 1.11) або збільшення відстані між підшипниками. Це призведе до підвищення функціональних властивостей диференціалу та збільшення технологічності виготовлення мостів.

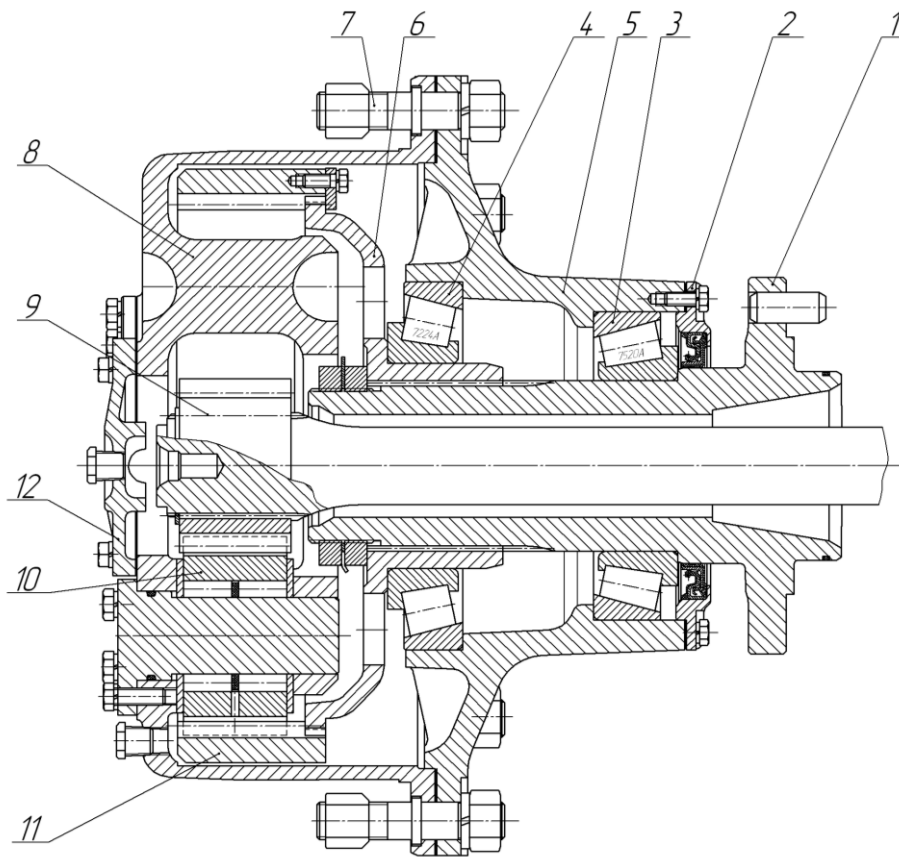
2 Для підвищення працездатності колісних редукторів необхідно змінити конструкцію колісного редуктора таким чином, щоб сателіт повністю перекривався шестернею епіциклічною (рисунок 1.11).



1 – корпус; 2 – шестерня ведуча; 3 – шестерня відома; 4 – диференціал;
 5 - стакан підшипників ведучої шестерні; 6, 7 – підшипники ведучої шестерні; 8 –
 розпірна втулка; 9 – ущільнення з касетою; 10 - фланець; 11 – підшипники відомої
 шестерні; 12 – гайка.

Рисунок 1.11 – Конструкція головної передачі з диференціалом із проміжною втулкою та прогресивним ущільненням.

Змінити конструкцію колісного редуктора таким чином, щоб сателіт повністю перекривався шестернею епіциклічною можливо, але це питання необхідно вирішувати разом з технологічними питаннями виготовлення шестерні епіциклічної (зусилля при протягуванні зубів) та з питанням оптимізації конструкції шестерні епіциклічної по витратам металу.



1 – ступиця; 2 – ущільнення з касетою; 3, 4 – підшипники картера; 5 – картер; 6 – ступиця шестерні епіциклічної; 7 – шпилька колеса; 8 – водило; 9 – шестерня сонячна з піввіссю; 10 – сателіти; 11 – шестерня епіциклічна; 12 – кришка.

Рисунок 1.12 – Конструкція колісного редуктора з литим водилом, повним перекриттям шестерень у зачепленні сателітів з шестернею епіциклічною та прогресивним ущільненням.

Крім того, протягом роботи на ВАТ „ХТЗ” та надалі було здійснено багато роботи по підвищенню працездатності ведучих мостів:

1 Введення звеличених ребер на корпусі головної передачі, що призвело до зникнення відмов по виходу з ладу корпусів головних передач (рисунок 1.13, 1.14).

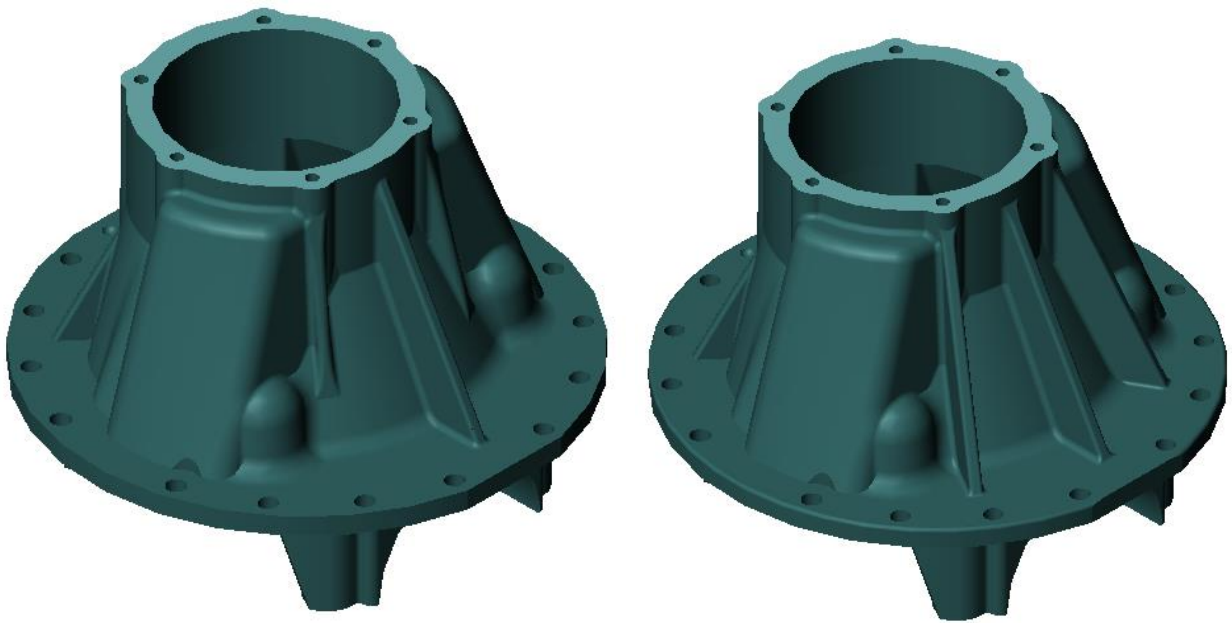


Рисунок 1.13 – Конструкція корпусу головної передачі до та після збільшення ребер.

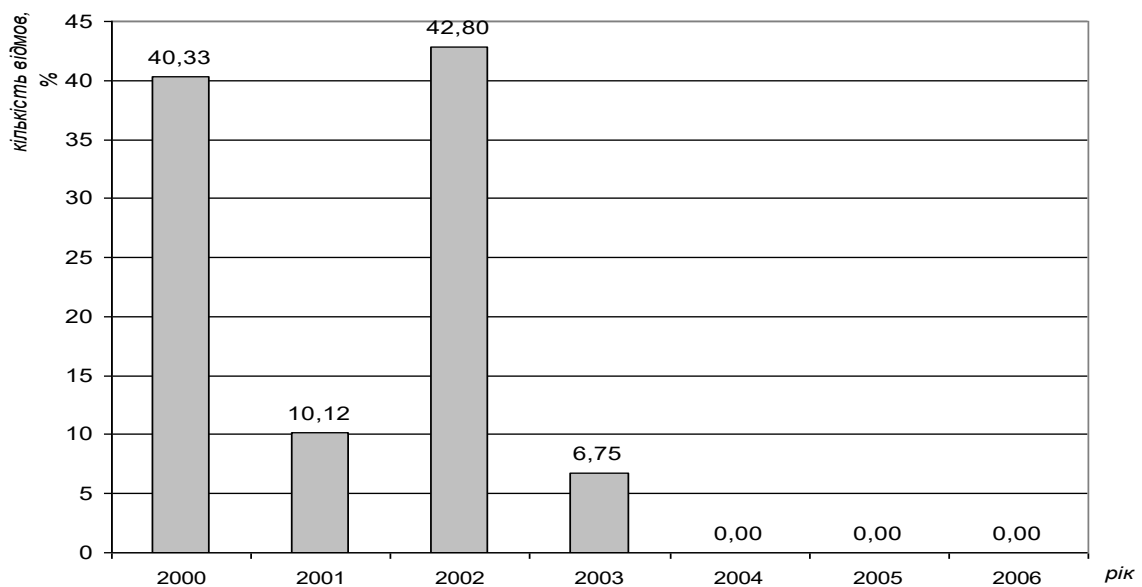


Рисунок 1.14 – Динаміка відмов по руйнуванню корпусу головної передачі.

2 Введення картерів колісного редуктору з високоміцного чавуна на тракторах з передніми керованими колесами, що призвело до зникнення відмов по виходу з ладу вказаних картерів.

У результаті, ці заходи дали змогу значно знизити кількість відмов по ведучим мостам (рис. 1.17).

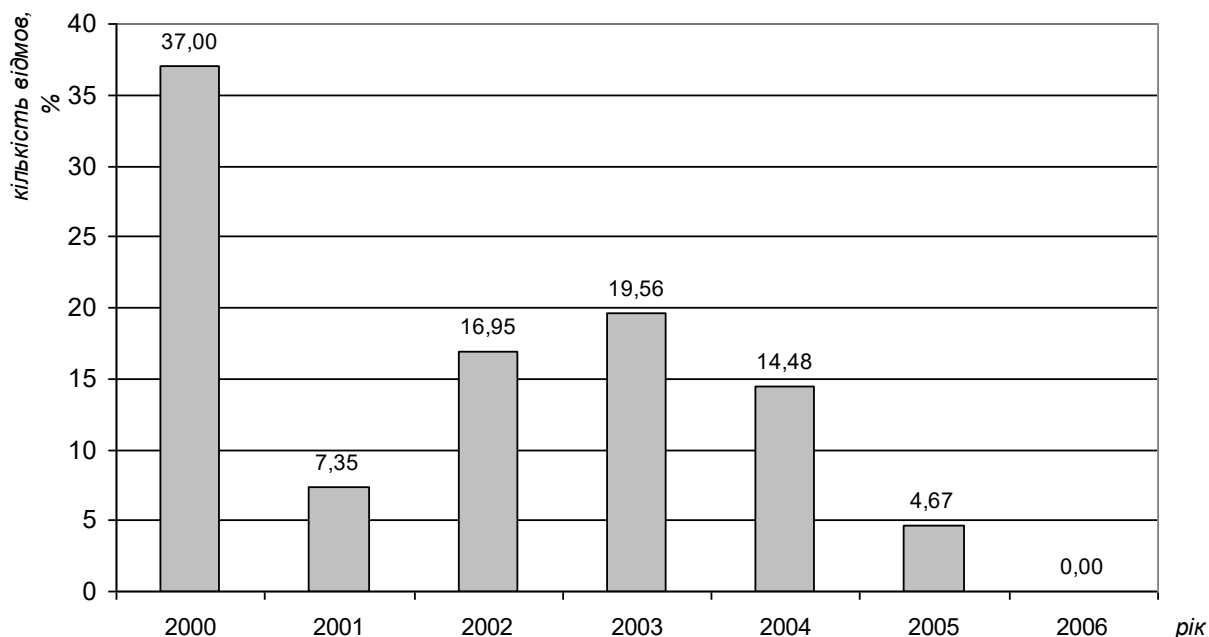
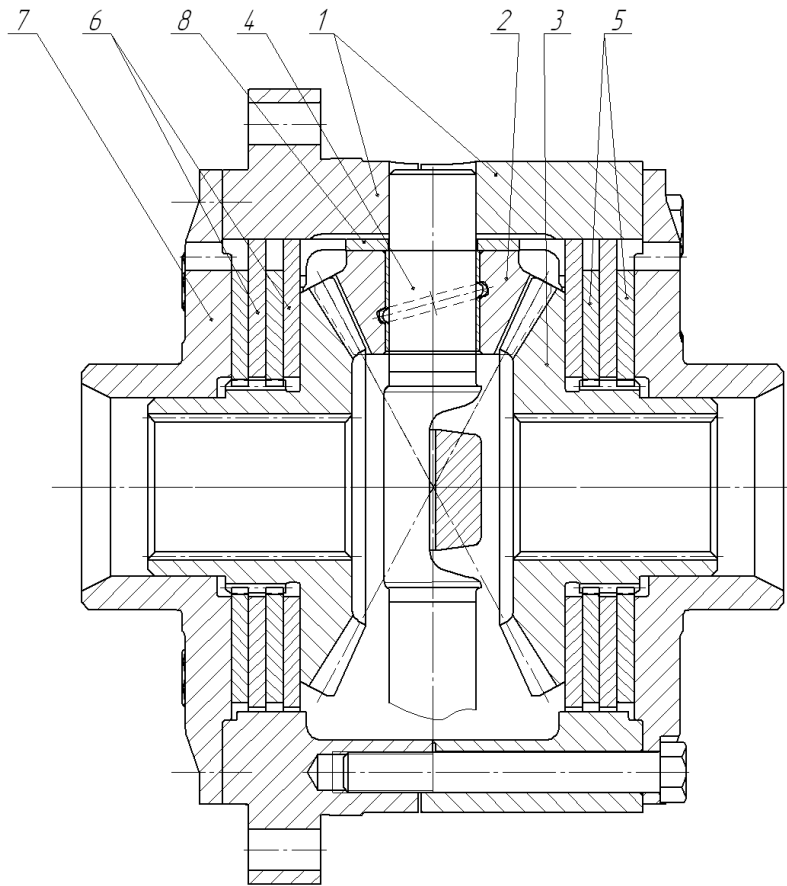


Рисунок 1.17 – Динаміка відмов по ведучим мостам.

3. Введення диференціалу зі збільшеними функціональними характеристиками (стабільність коефіцієнта блокування) та підвищеною придатністю до обслуговування.

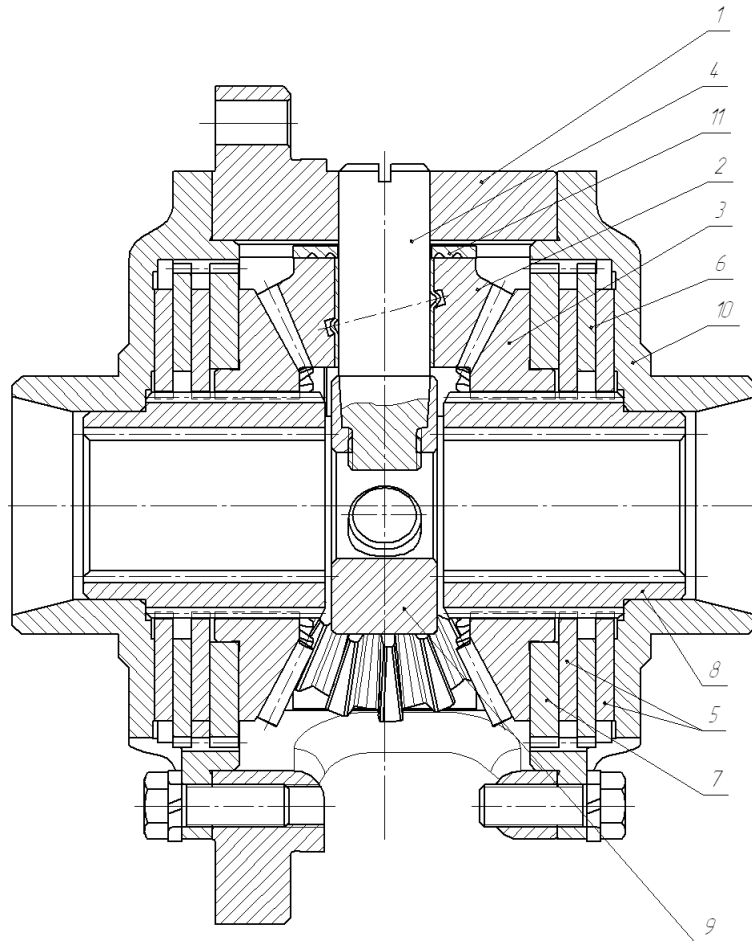
Згідно з даними експериментальних досліджень [119-123], коефіцієнт блокування диференціалу тракторів ХТЗ протягом перших годин роботи значно знижується від початкового рівня та протягом цього часу диференціал майже повністю губить свої блокуючі здібності, що призводить до погіршення проходимості машино-тракторного агрегату. Діаграма залежності коефіцієнта блокування диференціалу від наробітку трактора згідно з даними експериментальних досліджень надано на рисунку 1.18.



1 – корпус; 2 – сателіти; 3 – шестерні напівосеві; 4 – вісь сателіту; 5 – диски відомі; 6 – диск ведучий; 7 – фланець; 8 – шайба сателіту.

Рисунок 1.19 – Конструкція вдосконаленого диференціалу.

4 Як варіант до попереднього пункту введення цілнелітого корпусу диференціалу з високоміцного чавуна, що призведе до підвищення його жорсткості та збільшення технологічності його виготовлення (рисунок 1.20).



1 – корпус; 2 – сателіти; 3 – шестерні напівосеві; 4 – вісь сателіту; 5 – диски відомі; 6 – диск ведучий; 7 – диск центруючий; 8 – втулка проміжна; 9 – кільце; 10 – фланець; 11 – шайба сателіту.

Рисунок 1.20 – Конструкція цільнолітого корпусу диференціалу з високоміцного чавуна

1.7 Постановка задач дослідження

Розглянувши стан питання у розділах 1.1-1.6 можна стверджувати, що суто конструктивних заходів замало щодо поліпшення якості ведучих мостів. Це питання вимагає більш поглибленого наукового вивчення та обґрунтування для чого і сформульовані наступні задачі дослідження:

- проаналізувати фактори, що впливають на функціональну стабільність сільськогосподарського трактора, та з урахуванням аналізу статистичних відмов визначити причини їх порушення;

- вдосконалити (розробити) методику визначення режиму навантаженості при оранці для визначення параметрів, які впливають на оптимальну колію трактора в режимі оранки;

- провести експериментальні дослідження працездатності конструктивних елементів ведучих мостів для визначення нерівномірності їх навантаження та впливу наслідків нерівномірного навантаження на конструктивні елементи трансмісії.

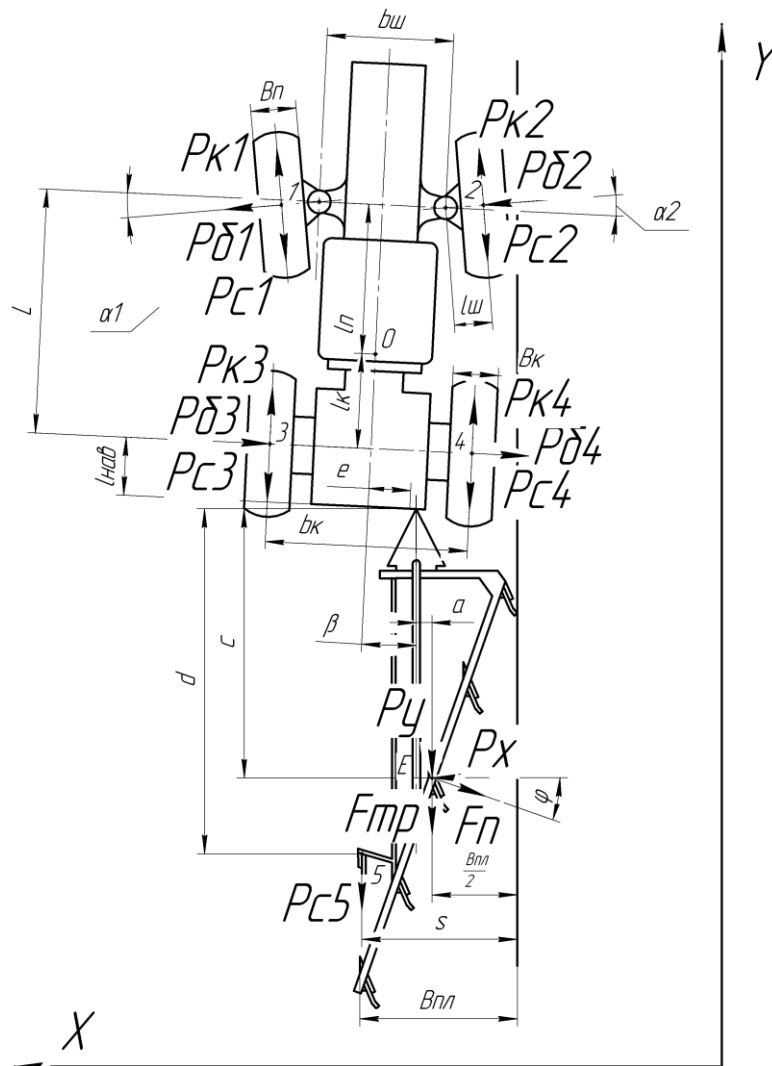


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема МТА, складеного з трактора з передніми керованими колесами та ораля

При цьому були прийняті наступні умовні позначення:

P_{ki} — сила тяги i -го колеса, Н;

P_{ci} — сила опору котіння i -го колеса, Н;

P_{bi} — бокова сила опору, Н;

P_{c5} — сила опору котіння колеса ораля, Н;

P_y — сумарна сила повздовжніх складових опору ґрунту корпусам ораля, Н;

P_x — сумарна сила поперечних складових опору ґрунту корпусам ораля, Н;

$F_{тр}$ — сумарна сила тертя польових дощок ораля о стінку борозни, Н;

2.1.2 Математична модель МТА

Для аналізу режиму навантаження, складемо математичну модель МТА, який складається з трактора з шарнірно-зчленованою рамою та ораля (2.1), трактора з передніми керованими колесами та ораля (2.2)

$$\left. \begin{aligned}
 \sum Y &= P_{\epsilon 1} \cdot \cos(\alpha - \beta) + P_{\epsilon 2} \cdot \cos(\alpha - \beta) + P_{\epsilon 3} \cdot \cos \beta + P_{\epsilon 4} \cdot \cos \beta - (P_{\dot{a} 1} + P_{\dot{a} 2}) \cdot \sin(\alpha - \beta) - \\
 &\quad - (P_{\dot{a} 3} + P_{\dot{a} 4}) \cdot \sin \beta - P_{c 1} \cdot \cos(\alpha - \beta) - P_{c 2} \cdot \cos(\alpha - \beta) - P_{c 3} \cdot \cos \beta - P_{c 4} \cdot \cos \beta - \\
 &\quad - P_{c 5} - (P_y + F_{\delta \delta} + F_f \cdot \sin \varphi) = 0; \\
 \sum M_3 &= P_{\epsilon 1} \cdot \left(\frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha + l_{\epsilon} \cdot \sin \alpha - \frac{b_n}{2} \right) + P_{\epsilon 2} \cdot \left(\frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha + l_{\epsilon} \cdot \sin \alpha + \frac{b_n}{2} \right) + P_{\epsilon 4} \cdot b_{\epsilon} + \\
 &\quad + (P_{\dot{a} 1} + D_{\dot{a} 2}) \cdot (l_f + l_{\epsilon} \cdot \cos \alpha) - P_{c 1} \cdot \left(\frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha + l_{\epsilon} \cdot \sin \alpha - \frac{b_n}{2} \right) - P_{c 2} \cdot \left(\frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha + l_{\epsilon} \cdot \sin \alpha + \frac{b_n}{2} \right) - \\
 &\quad - P_{c 4} \cdot b_{\epsilon} - D_{\dot{a} 5} \cdot \left[\left(\frac{b_{\epsilon}}{2} + e \right) \cdot \cos \beta - l_{i \dot{a} \dot{a}} \cdot \sin \beta + a + \frac{B_{f \epsilon}}{2} - s \right] - \\
 &\quad - (P_y + F_{\delta \delta} + F_f \cdot \sin \varphi) \cdot \left[\left(\frac{b_{\epsilon}}{2} + e \right) \cdot \cos \beta - l_{i \dot{a} \dot{a}} \cdot \sin \beta + a \right] - \\
 &\quad - (P_x - F_f \cdot \cos \varphi) \cdot \left[l_{i \dot{a} \dot{a}} \cdot \cos \beta + \left(\frac{b_{\epsilon}}{2} + e \right) \cdot \sin \beta + c \right] = 0; \\
 \sum X &= P_{\epsilon 1} \cdot \sin(\alpha - \beta) + P_{\epsilon 2} \cdot \sin(\alpha - \beta) - P_{\epsilon 3} \cdot \sin \beta - P_{\epsilon 4} \cdot \sin \beta + (P_{\dot{a} 1} + P_{\dot{a} 2}) \cdot \cos(\alpha - \beta) - \\
 &\quad - (P_{\dot{a} 3} + P_{\dot{a} 4}) \cdot \cos \beta - P_{c 1} \cdot \sin(\alpha - \beta) - P_{c 2} \cdot \sin(\alpha - \beta) + P_{c 3} \cdot \sin \beta + P_{c 4} \cdot \sin \beta + (P_x - F_f \cdot \sin \varphi) = 0.
 \end{aligned} \right. \tag{2.1}$$

$$\left. \begin{aligned}
 \sum Y &= P_{\epsilon 1} \cdot \cos(\alpha_1 - \beta) + P_{\epsilon 2} \cdot \cos(\alpha_2 - \beta) + P_{\epsilon 3} \cdot \cos \beta + P_{\epsilon 4} \cdot \cos \beta - P_{\dot{a} 1} \cdot \sin(\alpha_1 - \beta) - P_{\dot{a} 2} \cdot \sin(\alpha_2 - \beta) - \\
 &\quad - P_{\dot{a} 3} \cdot \sin \beta - P_{\dot{a} 4} \cdot \sin \beta - P_{c 1} \cdot \cos(\alpha_1 - \beta) - P_{c 2} \cdot \cos(\alpha_2 - \beta) - P_{c 3} \cdot \cos \beta - P_{c 4} \cdot \cos \beta - P_{c 5} - \\
 &\quad - (P_y + F_{\delta \delta} + F_f \cdot \sin \varphi) = 0; \\
 \sum M_3 &= P_{\epsilon 1} \cdot \left(\frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha_1 - l_{\theta} - \frac{b_{\theta}}{2} \cdot \cos \alpha_1 + L \cdot \sin \alpha_1 \right) + P_{\epsilon 2} \cdot \left(\frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha_2 + l_{\theta} + \frac{b_{\theta}}{2} \cdot \cos \alpha_2 + L \cdot \sin \alpha_2 \right) + \\
 &\quad + P_{\epsilon 4} \cdot b_{\epsilon} + P_{\dot{a} 1} \cdot \left(\frac{b_{\theta}}{2} \cdot \sin \alpha_1 + L \cdot \cos \alpha_1 - \frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha_1 \right) - P_{\dot{a} 2} \cdot \left(-\frac{b_{\theta}}{2} \cdot \sin \alpha_2 + L \cdot \cos \alpha_2 - \frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha_2 \right) - \\
 &\quad - P_{c 1} \cdot \left(\frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha_1 - l_{\theta} - \frac{b_{\theta}}{2} \cdot \cos \alpha_1 + L \cdot \sin \alpha_1 \right) + P_{c 2} \cdot \left(\frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \alpha_2 + l_{\theta} + \frac{b_{\theta}}{2} \cdot \cos \alpha_2 + L \cdot \sin \alpha_2 \right) - \\
 &\quad - P_{c 4} \cdot b_{\epsilon} - D_{\dot{a} 5} \cdot \left[\frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \beta - s + \frac{\hat{A}_{f \epsilon}}{2} + a - \hat{a} \cdot \cos \beta - l_{i \dot{a} \dot{a}} \cdot \sin \beta \right] - \\
 &\quad - (P_y + F_{\delta \delta} + F_f \cdot \sin \varphi) \cdot \left[a + \hat{a} \cdot \cos \beta - l_{i \dot{a} \dot{a}} \cdot \sin \beta + \frac{b_{\epsilon}}{2} \cdot \cos \beta \right] - \\
 &\quad - (P_x - F_f \cdot \cos \varphi) \cdot [l_{i \dot{a} \dot{a}} \cdot \cos \beta + e \cdot \sin \beta + c] = 0; \\
 \sum X &= P_{\epsilon 1} \cdot \sin(\alpha_1 - \beta) + P_{\epsilon 2} \cdot \sin(\alpha_2 - \beta) - P_{\epsilon 3} \cdot \sin \beta - P_{\epsilon 4} \cdot \sin \beta + P_{\dot{a} 1} \cdot \cos(\alpha_1 - \beta) + P_{\dot{a} 2} \cdot \cos(\alpha_2 - \beta) - \\
 &\quad - (P_{\dot{a} 3} + P_{\dot{a} 4}) \cdot \cos \beta - P_{c 1} \cdot \sin(\alpha_1 - \beta) - P_{c 2} \cdot \sin(\alpha_2 - \beta) + P_{c 3} \cdot \sin \beta + P_{c 4} \cdot \sin \beta + (P_x - F_f \cdot \sin \varphi) = 0;
 \end{aligned} \right. \tag{2.2}$$

У процесі руху МТА, його центр ваги буде зміщуватися від свого початкового положення під впливом сил опору ґрунту оралу. З урахуванням цього, сили опору котінню різних коліс трактора для колісного трактора будуть знаходитися за формулами:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 P_{c1} = \left[\frac{Z_n - \frac{(P_y + F_{mp} + F_n \cdot \sin \varphi) \cdot h_{kp} + (Z_n \cdot r_n + Z_\kappa \cdot r_\kappa) \cdot f}{L}}{2} + \frac{(P_x - F_n \cdot \cos \varphi) \cdot h_{kp}}{b_n} \right] \cdot f; \\
 P_{c2} = \left[\frac{Z_n - \frac{(P_y + F_{mp} + F_n \cdot \sin \varphi) \cdot h_{kp} + (Z_n \cdot r_n + Z_\kappa \cdot r_\kappa) \cdot f}{L}}{2} - \frac{(P_x - F_n \cdot \cos \varphi) \cdot h_{kp}}{b_n} \right] \cdot f; \\
 P_{c3} = \left[\frac{Z_\kappa + \frac{(P_y + F_{mp} + F_n \cdot \sin \varphi) \cdot h_{kp} + (Z_n \cdot r_n + Z_\kappa \cdot r_\kappa) \cdot f}{L}}{2} + \frac{(P_x - F_n \cdot \cos \varphi) \cdot h_{kp}}{b_\kappa} \right] \cdot f; \\
 P_{c4} = \left[\frac{Z_\kappa + \frac{(P_y + F_{mp} + F_n \cdot \sin \varphi) \cdot h_{kp} + (Z_n \cdot r_n + Z_\kappa \cdot r_\kappa) \cdot f}{L}}{2} - \frac{(P_x - F_n \cdot \cos \varphi) \cdot h_{kp}}{b_\kappa} \right] \cdot f, \quad (2.3)
 \end{array} \right.$$

2.1.3 Спрощення математичної моделі МТА

Для спрощення розрахунку математичної моделі МТА на оранці, приймемо наступні припущення, які майже не впливають на остаточний результат:

- знехтуємо кутом залому рами при оранці трактором з шарнірно-зчленованою рамою ,тобто $\alpha = 0$;
- знехтуємо кутом повороту і-го переднього колеса при оранці трактором з передніми керованими колесами, тобто $\alpha_1=0$ и $\alpha_2=0$;

➤ знехтуємо кутом повороту ораля відносно задньої напіврамі при оранці трактором з шарнірно-зчленованою рамою або відносно рами трактора при оранці трактором з передніми керованими колесами, тобто $\beta = 0$;

➤ знехтуємо сумарною силою тертя польових дощок ораля о стінку борозни, тому що її значення майже не вплине на кінцевий результат, але при її врахуванні значно ускладниться рішення поставленої задачі;

➤ у процесі вирішення знехтуємо осьюовою складовою сумарної сили опору стінки борозни, яка сприймається польовими дошками та відхиленої від нормалі до поверхні останніх на кут тертя по тим самим підставам, що були вказані у попередньому пункті.

З урахуванням прийнятих припущень, розрахункові схеми МТА приймуть вигляд, вказаний на рисунку 2.4-2.5. Перетворені з урахуванням прийнятих припущень математичні моделі будуть мати вигляд, представлений у системах рівнянь (2.4-2.5).

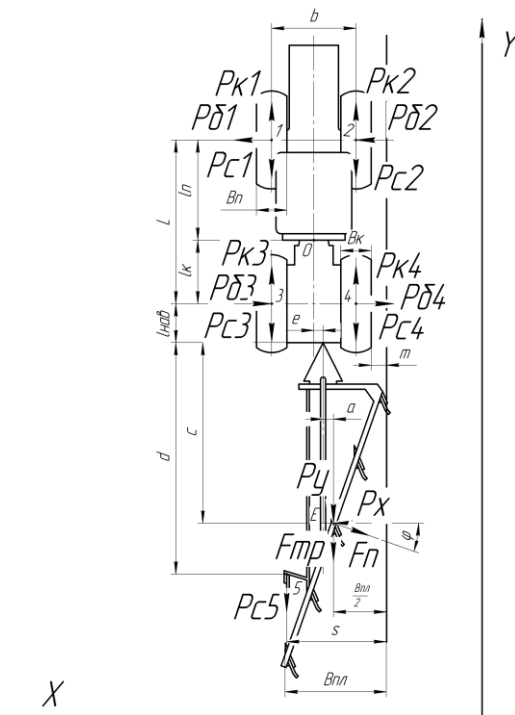


Рисунок 2.4 – Спрощена розрахункова схема МТА, складеного з трактора з шарнірно-зчленованою рамою та ораля

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum Y = P_{\kappa 1} + P_{\kappa 2} + P_{\kappa 3} + P_{\kappa 4} - P_{c1} - P_{c2} - P_{c3} - P_{c4} - P_{c5} - P_y = 0; \\ \sum M_3 = P_{\kappa 1} \cdot \frac{(b_{\kappa} - b_n)}{2} + P_{\kappa 2} \cdot \frac{(b_{\kappa} + b_n)}{2} + P_{\kappa 4} \cdot b_{\kappa} + (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot L - P_{c1} \cdot \frac{(b_{\kappa} - b_n)}{2} - P_{c2} \cdot \frac{(b_{\kappa} + b_n)}{2} - \\ - P_{c4} \cdot b_{\kappa} - P_{c5} \cdot \left(\frac{b_{\kappa}}{2} + e + a + \frac{B_{nn}}{2} - s \right) - P_y \cdot \left(\frac{b_{\kappa}}{2} + e + a \right) - (P_x - F_n \cdot \cos \varphi) \cdot (l_{nae} + c) = 0; \\ \sum X = (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) - (P_{\delta 3} + P_{\delta 4}) + (P_x - F_n \cdot \cos \varphi) = 0. \end{array} \right. \quad (2.4)$$

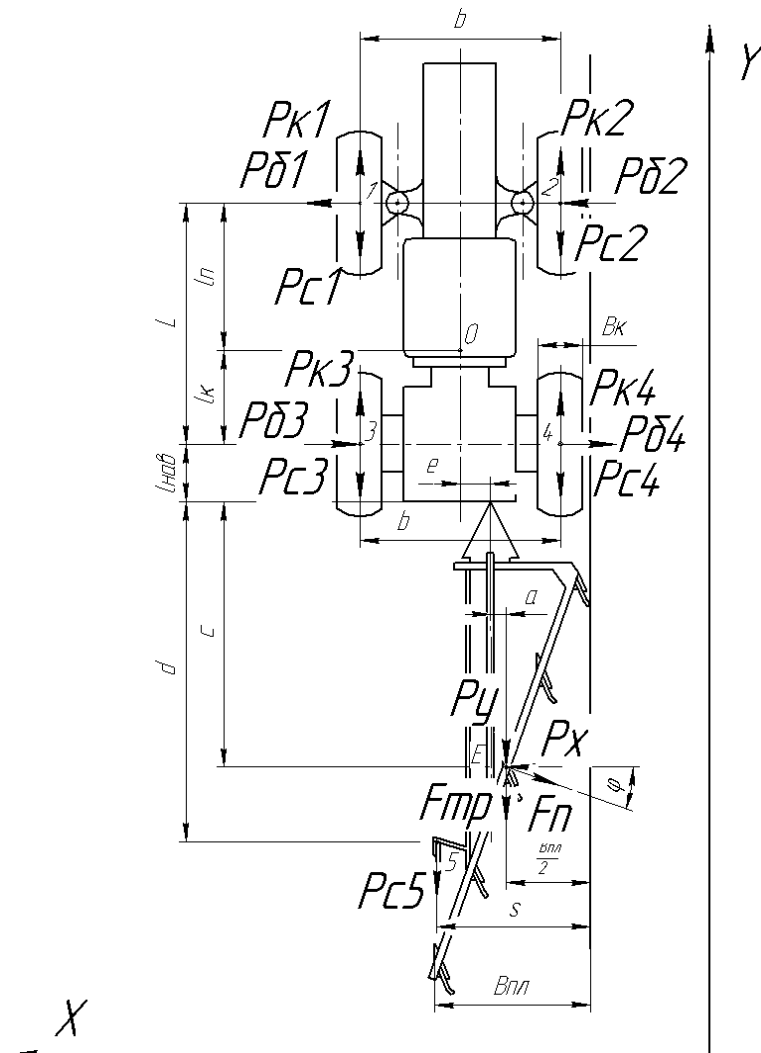


Рисунок 2.5 – Спрощена розрахункова схема МТА, складеного з трактора з передніми керованими колесами та орала.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum Y = P_{\kappa 1} + P_{\kappa 2} - P_{c1} - P_{c2} - P_{c5} - P_y = 0; \\ \sum M_1 = P_{\kappa 2} \cdot b_{\kappa} - P_{c2} \cdot b_{\kappa} - P_{c5} \cdot \left[-s + \frac{B_{nl}}{2} + a + e + \frac{b_{\kappa}}{2} \right] - P_y \cdot \left[a + e + \frac{b_{\kappa}}{2} \right] - \\ \quad - (P_x - F_n \cdot \cos \varphi) \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{2} + l_{наг} + c \right) = 0; \\ \sum X = -(P_{\sigma 1} + P_{\sigma 2}) + (P_x - F_n \cdot \sin \varphi) = 0. \end{array} \right. \quad (2.5)$$

2.1.4 Визначення сил опору

Для рішення математичної моделі проведемо декілька перетворень.

Знайдемо сили опору котінню коліс трактора, виражені через сумарні повздовжні та поперечні сили опору ґрунту корпусам ораля:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{c1} = \frac{Z_n \cdot L \cdot f - (Z_n \cdot r_n + Z_{\kappa} \cdot r_{\kappa}) \cdot f^2}{2 \cdot L} - P_{Y\Sigma} \cdot \frac{h_{кп} \cdot f}{2 \cdot L} + P_{X\Sigma} \cdot \frac{h_{кп} \cdot f}{b_n}; \\ P_{c2} = \frac{Z_n \cdot L \cdot f - (Z_n \cdot r_n + Z_{\kappa} \cdot r_{\kappa}) \cdot f^2}{2 \cdot L} - P_{Y\Sigma} \cdot \frac{h_{кп} \cdot f}{2 \cdot L} - P_{X\Sigma} \cdot \frac{h_{кп} \cdot f}{b_n}; \\ P_{c3} = \frac{Z_{\kappa} \cdot L \cdot f + (Z_n \cdot r_n + Z_{\kappa} \cdot r_{\kappa}) \cdot f^2}{2 \cdot L} + P_{Y\Sigma} \cdot \frac{h_{кп} \cdot f}{2 \cdot L} + P_{X\Sigma} \cdot \frac{h_{кп} \cdot f}{b_{\kappa}}; \\ P_{c4} = \frac{Z_{\kappa} \cdot L \cdot f + (Z_n \cdot r_n + Z_{\kappa} \cdot r_{\kappa}) \cdot f^2}{2 \cdot L} + P_{Y\Sigma} \cdot \frac{h_{кп} \cdot f}{2 \cdot L} - P_{X\Sigma} \cdot \frac{h_{кп} \cdot f}{b_{\kappa}}, \end{array} \right.$$

де: $P_{Y\Sigma}$ — сумарні повздовжні сили опору ґрунту;

$P_{X\Sigma}$ — сумарні поперечні сили опору ґрунту.

При цьому

$$P_{Y\Sigma} = P_y;$$

$$P_{X\Sigma} = P_x - F_n \cdot \cos \varphi.$$

Для спрощення запису прийmemo:

$$A = \frac{Z_n \cdot L \cdot f - (Z_n \cdot r_n + Z_k \cdot r_k) \cdot f^2}{2 \cdot L};$$

$$B = \frac{Z_k \cdot L \cdot f + (Z_n \cdot r_n + Z_k \cdot r_k) \cdot f^2}{2 \cdot L}.$$

тоді:

$$\begin{cases} P_{c1} = A - PY\Sigma \cdot \frac{h_{kp} \cdot f}{2 \cdot L} + PX\Sigma \cdot \frac{h_{kp} \cdot f}{b_n}; \\ P_{c2} = A - PY\Sigma \cdot \frac{h_{kp} \cdot f}{2 \cdot L} - PX\Sigma \cdot \frac{h_{kp} \cdot f}{b_n}; \\ P_{c3} = B + PY\Sigma \cdot \frac{h_{kp} \cdot f}{2 \cdot L} + PX\Sigma \cdot \frac{h_{kp} \cdot f}{b_k}; \\ P_{c4} = B + PY\Sigma \cdot \frac{h_{kp} \cdot f}{2 \cdot L} - PX\Sigma \cdot \frac{h_{kp} \cdot f}{b_k}. \end{cases}$$

Приймаючи до уваги роботи [58] та [71], прийнемо:

$$\begin{cases} P_{\kappa1} + P_{\kappa3} = P_{лев}; \\ P_{\kappa2} + P_{\kappa4} = P_{прав}. \end{cases};$$

Оскільки різниця між силами тяги колісних редукторів різних ведучих мостів але одного борта може виникати лише при різниці у передаточних числах привода мостів або динамічних радіусів коліс, запишемо:

$$\begin{cases} P_{\kappa1} = \frac{1}{2} \cdot P_{лев} \cdot \frac{i_n}{i_k} \cdot \frac{r_k}{r_n}; \\ P_{\kappa2} = \frac{1}{2} \cdot P_{прав} \cdot \frac{i_n}{i_k} \cdot \frac{r_k}{r_n}; \\ P_{\kappa3} = P_{лев} \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{i_n}{i_k} \cdot \frac{r_k}{r_n} \right); \\ P_{\kappa4} = P_{прав} \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{i_n}{i_k} \cdot \frac{r_k}{r_n} \right). \end{cases} \quad (2.6)$$

Для спрощення запису також прийmemo:

$$K = \frac{1}{2} \cdot \frac{i_n \cdot r_k}{i_k \cdot r_n} \quad (2.7)$$

2.1.5 Врахування бокової сили опору коліс

Оскільки бокові сили опору коліс одного моста рівні між собою, можна записати:

$$\begin{cases} P_{\delta 1} + P_{\delta 2} = P_{\delta n}; \\ \\ P_{\delta 3} + P_{\delta 4} = P_{\delta k}. \end{cases}$$

$$\begin{cases} P_{\delta 1} = P_{\delta 2} = \frac{1}{2} \cdot P_{\delta n}; \\ \\ P_{\delta 3} = P_{\delta 4} = \frac{1}{2} \cdot P_{\delta k}. \end{cases}$$

Розглянемо окремо бокову силу.

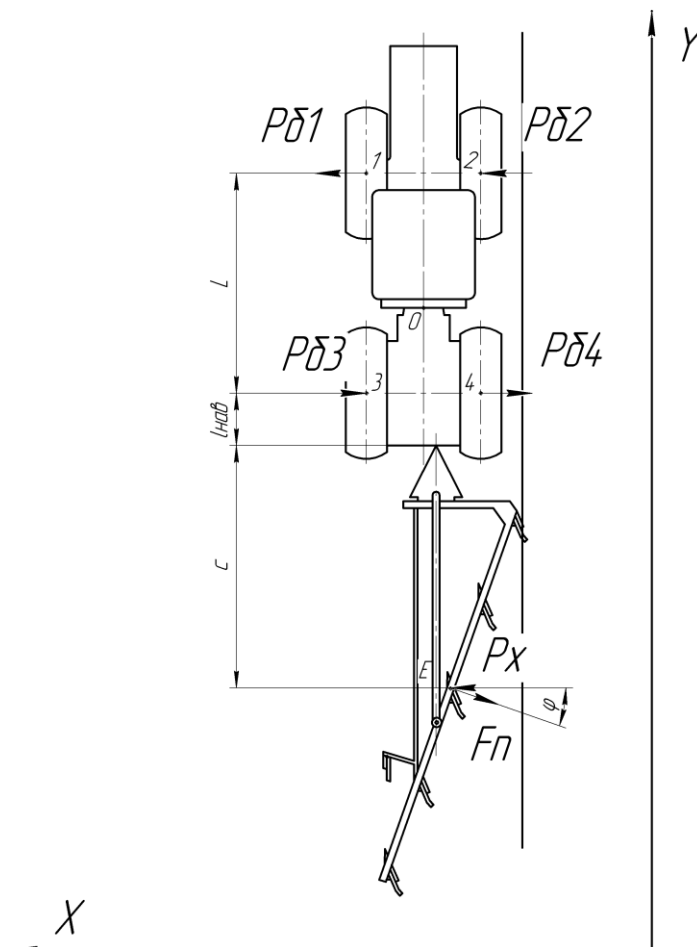


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема колісного трактора з боковою силою

$$P_{\delta n} = PX\Sigma \cdot \frac{(l_{нав} + c)}{L};$$

$$P_{\delta \kappa} = PX\Sigma \cdot \left[1 + \frac{(l_{нав} + c)}{L} \right].$$

У результаті системи рівнянь (2.4) та (2.5) можна записати у наступному вигляді:

$$\begin{cases} P_{лев} + P_{np} = PY\Sigma + G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl}; \\ K \cdot \frac{(b_{\kappa} - b_n)}{2} \cdot P_{лев} + \left[b_{\kappa} - K \cdot \frac{(b_{\kappa} - b_n)}{2} \right] \cdot P_{np} = \frac{G \cdot f}{2} \cdot b_{\kappa} + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa}}{2} + e + a + \frac{B_{nl}}{2} - s \right) + \\ + PY\Sigma \cdot \left(\frac{b_{\kappa}}{2} + e + a \right) - 2 \cdot PX\Sigma \cdot h_{кр} \cdot f. \end{cases} \quad (2.8)$$

$$\begin{cases} P_{\kappa 1} + P_{\kappa 2} = PY\Sigma + G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl}; \\ P_{\kappa 2} \cdot b_{\kappa} = G \cdot f \cdot \frac{b_{\kappa}}{2} + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa}}{2} + e + a + \frac{B_{nl}}{2} - s \right) + \\ + PY\Sigma \cdot \left(\frac{b_{\kappa}}{2} + e + a \right) + PX\Sigma \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{2} + l_{нав} + c - h_{кр} \cdot f \right) \end{cases} \quad (2.9)$$

2.2 Нерівномірність розподілу навантаження на елементи трансмісії трактора при оранці

2.2.1 Визначення різниці у навантаженні на різні борта трактора

Вирішуючи системи рівнянь (2.8) и (2.9) отримаємо:

$$\begin{cases} P_{лев} = \frac{1}{2} \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + PY\Sigma) - \frac{1}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \left\{ PY\Sigma \cdot (e + a) + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(e + a + \frac{B_{nl}}{2} - s \right) - \right. \\ \left. - 2 \cdot PX\Sigma \cdot h_{кр} \cdot f \right\}; \\ P_{np} = \frac{1}{2} \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + PY\Sigma) + \frac{1}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \left\{ PY\Sigma \cdot (e + a) + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(e + a + \frac{B_{nl}}{2} - s \right) - \right. \\ \left. - 2 \cdot PX\Sigma \cdot h_{кр} \cdot f \right\}; \end{cases} \quad (2.10)$$

Отже, різниця у навантаженні на різні борта трактора буде складати:

$$P_{np-лев} = \frac{2}{b_{\kappa} - \frac{1}{2} \cdot \frac{i_n}{i_{\kappa}} \cdot \frac{r_{\kappa}}{r_n} \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \left\{ PY\Sigma \cdot (e + a) + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(e + a + \frac{B_{nl}}{2} - s \right) - 2 \cdot PX\Sigma \cdot h_{кр} \cdot f \right\}; \quad (2.11)$$

або, у окремому випадку, якщо колія передніх та задніх коліс рівна:

$$P_{np-лев}^{b_k=b_n} = \frac{2}{b_k} \cdot \left\{ P_{Y\Sigma} \cdot (e+a) + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(e+a + \frac{B_{nl}}{2} - s \right) - 2 \cdot P_{X\Sigma} \cdot h_{kp} \cdot f \right\} \quad (2.12)$$

Аналізуючи формули (2.11) – (2.12) можна зробити два важливих висновки:

1 При різній колії передніх та задніх коліс на нерівномірність розподілу навантаження по бортам колісного трактора, крім основних, оказують вплив наступні фактори:

- передаточні числа привода до переднього та заднього ведучого мостів;
- динамічні радіуси коліс.

При цьому у випадку, коли колія передніх коліс більше, ніж колія задніх, нерівномірність розподілу навантаження по бортам трактора знижується.

2 Сумарні поперечні сили опору ґрунту, які діють на колісний трактор, прагнуть знизити нерівномірність розподілу навантаження по бортам трактора, у той же час, сумарні поперечні сили опору ґрунту, які діють на гусеничний трактор, прагнуть збільшити нерівномірність розподілу навантаження по бортам трактора.

2.2.2 Оптимізація колії сільськогосподарського трактора по критерію мінімізації нерівномірності розподілу навантаження

Проведемо оптимізацію нерівномірності розподілу навантаження по бортам тракторів по критерію її мінімізації.

Для цього проведемо наступні перетворення:

$$P_{X\Sigma} = P_x - F_n \cdot \cos \varphi = P_y \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}. \quad (2.13)$$

Тоді умова оптимізації буде мати наступний вигляд:

$$P_{np-лев} = \frac{2}{b_k - \frac{1}{2} \cdot \frac{i_n}{i_k} \cdot \frac{r_k}{r_n} \cdot (b_k - b_n)} \cdot \left\{ P_y \cdot \left(e + a - \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot 2 \cdot h_{kp} \cdot f \right) + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(e + a + \frac{B_{nl}}{2} - s \right) \right\} \rightarrow 0; \quad (2.14)$$

$$P_{np-лев} = P_y \cdot \left(e + a - \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot 2 \cdot h_{kp} \cdot f \right) + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(e + a + \frac{B_{nl}}{2} - s \right) = 0;$$

В сільськогосподарських технологіях більш важливою величиною, ніж відстань у поперечній площині від вісі трактора до точки приєднання орала та відстані у поперечній площині від точки приєднання орала до центра опору орала (а+е), є відстань між зовнішньою поверхнею колеса трактора та стінкою борозни.

Перетворивши з урахуванням цього рівняння (2.13) та (2.14) будемо мати:

$$P_y \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot 2 \cdot h_{kp} \cdot f \right) + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - s \right) = 0; \quad (2.15)$$

Знайдемо залежність параметру $\left(\frac{b_k + B_k}{2} + m \right)$, який характеризує відстань від осі трактора до стінки борозни, в залежності від тяглого опору МТА, геометричних параметрів сільськогосподарських машин та знарядь, характеристик ґрунту, повздожньої бази трактора, а також його параметрів $l_{нав}$ та h_{kp} :

$$\frac{b_k + B_k}{2} + m = \frac{P_y \cdot \left\{ \frac{B_{nl}}{2} + \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot 2 \cdot h_{kp} \cdot f \right\} + G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot s}{P_y + G_{nl} \cdot f_{nl}}; \quad (2.16)$$

Як відомо, сумарна сила повздожніх складових опору ґрунту корпусам орала знаходиться за формулою:

$$P_y = K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_g, \quad (2.17)$$

де K_0 — питомий опір ґрунту корпусам орала, Па;

h_g — глибина оранки, м.

Перетворивши з урахуванням цього вираження (2.15) та (2.16) та виразивши при цьому колію трактора, отримаємо:

$$b_k = \frac{2 \cdot K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left\{ \frac{B_{nl}}{2} + \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot 2 \cdot h_{kp} \cdot f \right\} + 2 \cdot G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot s}{K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z + G_{nl} \cdot f_{nl}} - B_k - 2 \cdot m \quad (2.18)$$

Відомо, що для підвищення стійкості МТА для оранки, запобігання «сповзання» енергетичного засобу у борозну, а також для запобігання опадання стінки борозни, відстань від стінки борозни до зовнішньої кромки рушія трактора рекомендується обирати рівним глибині оранки.

Приймаючи до уваги ці рекомендації, остаточно отримаємо:

$$b_k = \frac{2 \cdot K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left\{ \frac{B_{nl}}{2} + \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot 2 \cdot h_{kp} \cdot f \right\} + 2 \cdot G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot s}{K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z + G_{nl} \cdot f_{nl}} - B_k - 2 \cdot h_z \quad (2.19)$$

2.3 Вплив нерівномірного розподілу навантаження по бортам трактора на довговічність елементів трансмісії

2.3.1 Знаходження крутних моментів на ведучих шестернях колісного редуктора

Для оцінки впливу нерівномірного розподілу навантаження по бортам трактора на довговічність колісних редукторів, для колісного трактора знайдемо силу тяги кожного колеса окремо. Для цього перетворимо вираз (2.10), приймаючи до уваги співвідношення (2.6), (2.15), (2.17) та коефіцієнт (2.7).

$$\left\{ \begin{aligned}
P_{\kappa 1} &= \frac{1}{2} \cdot K \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z) - \frac{K}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - s \right) + \right. \\
&\quad \left. + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{xp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right) \right\}; \\
P_{\kappa 2} &= \frac{1}{2} \cdot K \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z) + \frac{K}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - s \right) + \right. \\
&\quad \left. + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{xp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right) \right\}; \\
P_{\kappa 3} &= \frac{1}{2} \cdot (1 - K) \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z) - \frac{1 - K}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - s \right) + \right. \\
&\quad \left. + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{xp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right) \right\}; \\
P_{\kappa 4} &= \frac{1}{2} \cdot (1 - K) \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z) + \frac{1 - K}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - s \right) + \right. \\
&\quad \left. + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{xp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right) \right\}.
\end{aligned} \right. \quad (2.20)$$

Крутний момент на ведучій шестерні колісного редуктора при цьому буде:

$$\left\{ \begin{aligned}
M_{\kappa 1} &= P_{\kappa 1} \cdot \frac{r_n}{i_{xp}} = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \frac{r_n}{i_{xp}} \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z) - \frac{K}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \frac{r_n}{i_{xp}} \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - s \right) + \right. \\
&\quad \left. + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{xp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right) \right\}; \\
M_{\kappa 2} &= P_{\kappa 2} \cdot \frac{r_n}{i_{xp}} = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \frac{r_n}{i_{xp}} \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z) + \frac{K}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \frac{r_n}{i_{xp}} \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - s \right) + \right. \\
&\quad \left. + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{xp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right) \right\}; \\
M_{\kappa 3} &= P_{\kappa 3} \cdot \frac{r_{\kappa}}{i_{xp}} = \frac{1}{2} \cdot (1 - K) \cdot \frac{r_{\kappa}}{i_{xp}} \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z) - \frac{1 - K}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \frac{r_{\kappa}}{i_{xp}} \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - s \right) + \right. \\
&\quad \left. + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{xp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right) \right\}; \\
M_{\kappa 4} &= P_{\kappa 3} \cdot \frac{r_{\kappa}}{i_{xp}} = \frac{1}{2} \cdot (1 - K) \cdot \frac{r_{\kappa}}{i_{xp}} \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z) + \frac{1 - K}{b_{\kappa} - K \cdot (b_{\kappa} - b_n)} \cdot \frac{r_{\kappa}}{i_{xp}} \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - s \right) + \right. \\
&\quad \left. + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left(\frac{b_{\kappa} + B_{\kappa}}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{xp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right) \right\}.
\end{aligned} \right. \quad (2.21)$$

2.3.2 Знаходження коефіцієнтів зниження довговічності шестерен колісного трактора

Для знаходження впливу несиметричності розподілу навантаження по бортах трактора прийемо наступні умовні позначення:

T_c, T_H — довговічність зуба шестерні при симетричному та несиметричному розподілу навантаження;

M_c, M_H — крутний момент на зубі ведучої шестерні колісного редуктора при симетричному та несиметричному розподілу навантаження;

K_{hti} — коефіцієнт зниження довговічності зуба ведучої шестерні колісного редуктора при симетричному та несиметричному розподілу навантаження;

τ_c — доля роботи при симетричному режимі навантаження;

τ_H — доля роботи при несиметричному режимі навантаження.

При цьому $\tau_c + \tau_H = 1$.

Коефіцієнт зниження довговічності зуба ведучої шестерні колісного редуктора при симетричному та несиметричному розподілу навантаження з урахуванням формул (1.1) та (1.2) буде мати вигляд:

$$\Psi_{H1} = \frac{T_c}{T_H} = \frac{\left(\frac{\sigma_h^0}{\sigma_{h1}}\right)^6 \cdot \frac{N_{HG}}{60 \cdot n}}{\left(\frac{\sigma_h^0}{\sigma_{h1}}\right)^6 \cdot \frac{N_{HG}}{60 \cdot n \cdot \tau_c} + \left(\frac{\sigma_h^0}{\sigma_{h2}}\right)^6 \cdot \frac{N_{HG}}{60 \cdot n \cdot \tau_H}} = \frac{\sigma_{hc}^6 \cdot \tau_c + \sigma_{hH}^6 \cdot \tau_H}{\sigma_{hc}^6} = \left(\frac{\sigma_{hH}}{\sigma_{hc}}\right)^6 \cdot \tau_H + \tau_c = \left(\frac{M_H}{M_c}\right)^3 \cdot \tau_H + \tau_c \quad (2.22)$$

Приймаючи до уваги систему рівнянь (2.22), отримаємо:

$$\Psi_{H1} = \left\| \frac{\left\{ \frac{1}{2} \cdot K \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z) - \frac{K}{b_k - K \cdot (b_k - b_n)} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - s \right) \right\} \right.}{\frac{1}{4} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z)} + \left. \frac{K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left\langle \frac{b_k + B_k}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{kp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right\rangle}{\frac{1}{4} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z)} \right\}^3 \cdot \tau_H + \tau_c = \left\| \frac{4 \cdot K \cdot \left\{ G_{nl} \cdot f_{nl} \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - s \right) + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z \cdot \left\langle \frac{b_k + B_k}{2} + m - \frac{B_{nl}}{2} - 2 \cdot h_{kp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right\rangle \right\}}{2 \cdot K \cdot \left[b_k - K \cdot (b_k - b_n) \right] \cdot (G \cdot f + G_{nl} \cdot f_{nl} + K_0 \cdot B_{nl} \cdot h_z)} \right\}^3 \cdot \tau_H + \tau_c ; \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned}
\Psi_{n12} = & \left\| \frac{\left\{ \frac{1}{2} \cdot K \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z) + \frac{K}{b_k - K \cdot (b_k - b_n)} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot \left\{ G_{n1} \cdot f_{n1} \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - s \right) \right\} \right.}{\frac{1}{4} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z)} + \right. \\
& \left. + \frac{K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z \cdot \left\langle \frac{b_k + B_k}{2} + m - \frac{B_{n1}}{2} - 2 \cdot h_{kp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right\rangle}{\frac{1}{4} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z)} \right\|^3 \cdot \tau_n + \tau_c = \\
& \left\| 2 \cdot K + \frac{4 \cdot K \cdot \left\{ G_{n1} \cdot f_{n1} \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - s \right) + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z \cdot \left\langle \frac{b_k + B_k}{2} + m - \frac{B_{n1}}{2} - 2 \cdot h_{kp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right\rangle \right\}}{[b_k - K \cdot (b_k - b_n)] \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z)} \right\|^3 \cdot \tau_n + \tau_c ; \quad (2.24)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Psi_{n13} = & \left\| \frac{\left\{ \frac{1}{2} \cdot (1-K) \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z) - \frac{(1-K)}{b_k - K \cdot (b_k - b_n)} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot \left\{ G_{n1} \cdot f_{n1} \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - s \right) \right\} \right.}{\frac{1}{4} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z)} + \right. \\
& \left. + \frac{K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z \cdot \left\langle \frac{b_k + B_k}{2} + m - \frac{B_{n1}}{2} - 2 \cdot h_{kp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right\rangle}{\frac{1}{4} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z)} \right\|^3 \cdot \tau_n + \tau_c = \\
& \left\| 2 \cdot (1-K) - \frac{4 \cdot (1-K) \cdot \left\{ G_{n1} \cdot f_{n1} \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - s \right) + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z \cdot \left\langle \frac{b_k + B_k}{2} + m - \frac{B_{n1}}{2} - 2 \cdot h_{kp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right\rangle \right\}}{[b_k - K \cdot (b_k - b_n)] \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z)} \right\|^3 \cdot \tau_n + \tau_c ; \quad (2.25)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Psi_{n14} = & \left\| \frac{\left\{ \frac{1}{2} \cdot (1-K) \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z) + \frac{(1-K)}{b_k - K \cdot (b_k - b_n)} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot \left\{ G_{n1} \cdot f_{n1} \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - s \right) \right\} \right.}{\frac{1}{4} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z)} + \right. \\
& \left. + \frac{K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z \cdot \left\langle \frac{b_k + B_k}{2} + m - \frac{B_{n1}}{2} - 2 \cdot h_{kp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right\rangle}{\frac{1}{4} \cdot \frac{r_n}{i_{kp}} \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z)} \right\|^3 \cdot \tau_n + \tau_c = \\
& \left\| 2 \cdot (1-K) + \frac{4 \cdot (1-K) \cdot \left\{ G_{n1} \cdot f_{n1} \cdot \left(\frac{b_k + B_k}{2} + m - s \right) + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z \cdot \left\langle \frac{b_k + B_k}{2} + m - \frac{B_{n1}}{2} - 2 \cdot h_{kp} \cdot f \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \right\rangle \right\}}{[b_k - K \cdot (b_k - b_n)] \cdot (G \cdot f + G_{n1} \cdot f_{n1} + K_0 \cdot B_{n1} \cdot h_z)} \right\|^3 \cdot \tau_n + \tau_c ; \quad (2.26)
\end{aligned}$$

2.3.3 Розрахунок коефіцієнтів зниження довговічності шестерен тракторів ХТЗ

Для прикладу розрахуємо значення коефіцієнта зниження довговічності зубів ведучої шестерні колісного редуктора для тракторів сімейства ХТЗ-150К,

ХТЗ-160, ХТЗ-170, ХТЗ-150 та ХТЗ-181 у агрегаті зі всіма, вказаними в інструкції по застосуванню, орами та по вказаними там же схемам.

Для наочності додаємо до розрахунку крутячі моменти на кожному колесі (зірці), які було розраховано по зчепленню з ґрунтом за формулами:

$$M_{1\varphi} = \left\{ \frac{\left[Z_n - \frac{(Z_n \cdot r_n + Z_k \cdot r_k) \cdot f + P_y \cdot h_{kp}}{L} \right]}{2} + P_y \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot \frac{h_{kp}}{b_n} \right\} \cdot \varphi \cdot r_n; \quad (2.27)$$

$$M_{2\varphi} = \left\{ \frac{\left[Z_n - \frac{(Z_n \cdot r_n + Z_k \cdot r_k) \cdot f + P_y \cdot h_{kp}}{L} \right]}{2} - P_y \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot \frac{h_{kp}}{b_n} \right\} \cdot \varphi \cdot r_n; \quad (2.28)$$

$$M_{3\varphi} = \left\{ \frac{\left[Z_k + \frac{(Z_n \cdot r_n + Z_k \cdot r_k) \cdot f + P_y \cdot h_{kp}}{L} \right]}{2} + P_y \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot \frac{h_{kp}}{b_k} \right\} \cdot \varphi \cdot r_k; \quad (2.29)$$

$$M_{4\varphi} = \left\{ \frac{\left[Z_k + \frac{(Z_n \cdot r_n + Z_k \cdot r_k) \cdot f + P_y \cdot h_{kp}}{L} \right]}{2} - P_y \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \cdot \frac{h_{kp}}{b_k} \right\} \cdot \varphi \cdot r_k; \quad (2.30)$$

Для більшої наочності представимо деякі результати розрахунків у графічному вигляді (див. рисунок 2.8...2.10).

На графіках прийняти наступні позначення: b – колія; h_r – глибина оранки; $M_{i(1, 2, 3, 4)}$ – крутні моменти на ведучий шестерні колісного редуктора; $M_{i\varphi(1, 2, 3, 4)}$ – можливі крутні моменти на ведучий шестерні колісного редуктора по зчепленню; $\Psi_{ni(1, 2, 3, 4)}$ - коефіцієнт зниження довговічності зубів ведучої шестерні колісного редуктора.

При аналізі отриманих результатів не будемо звертати уваги на занадто велику потрібну потужність двигуна у деяких випадках, бо нашою метою є не підтвердження або спростування доцільності вибору двигунів, а дослідження розподілу навантаження по ведучим колесам.

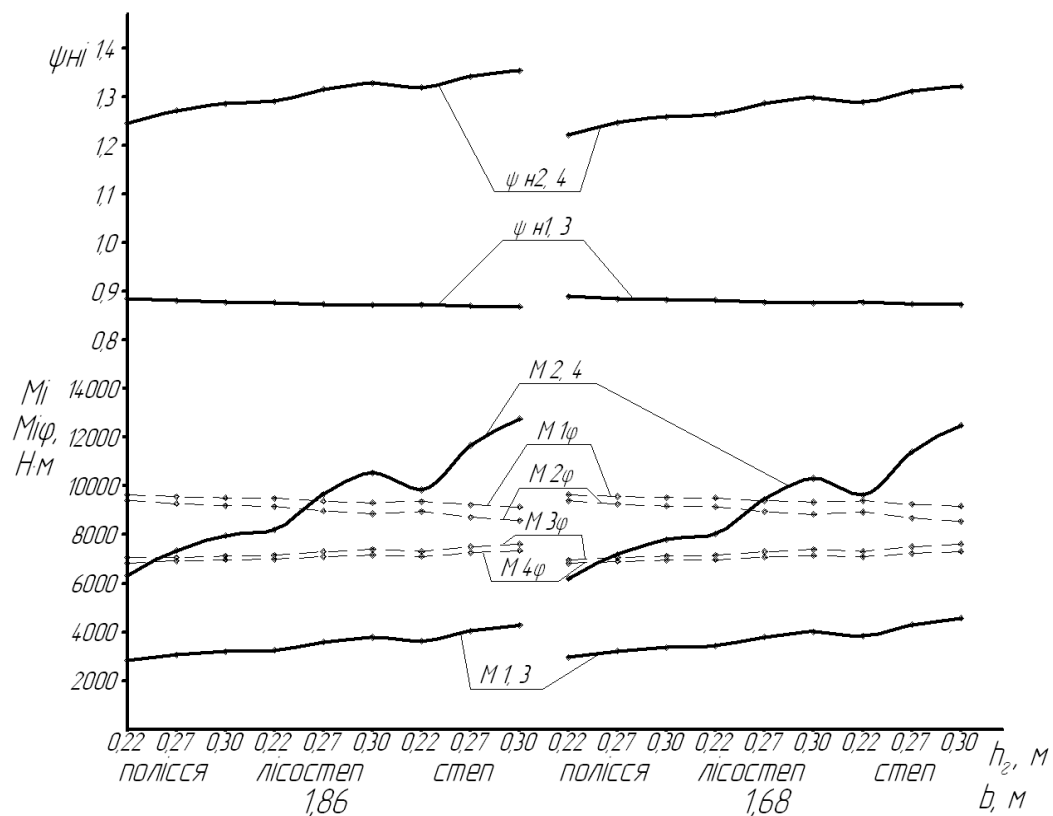


Рисунок 2.8 – Трактор ХТЗ-150К-09 з оралом ПЛH-5-35

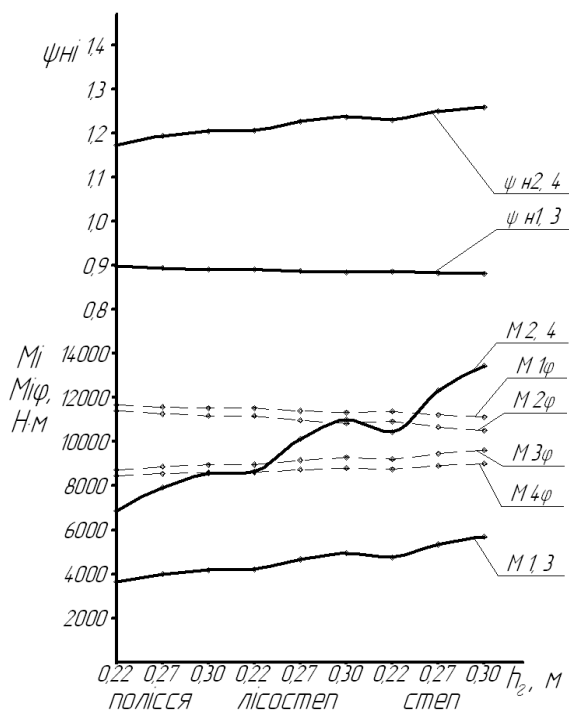


Рисунок 2.9 – Трактор ХТЗ-17221з оралом ПЛH-5-35

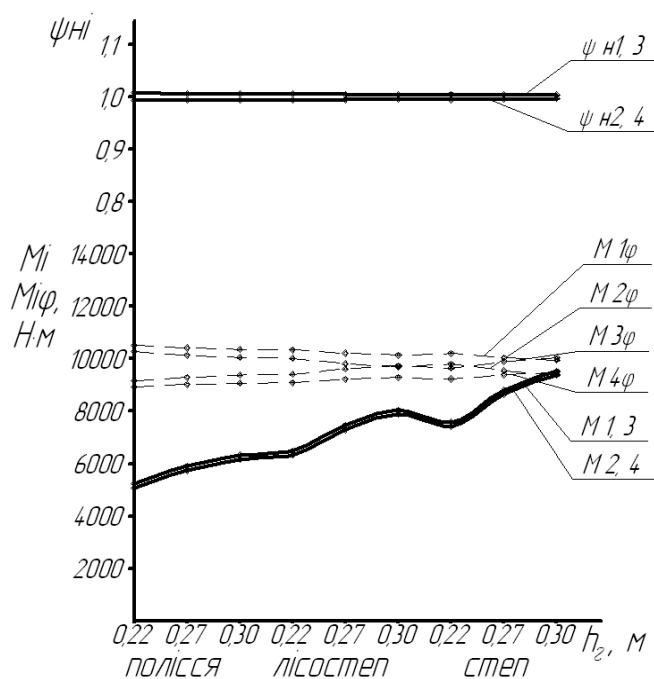


Рисунок 2.10 – Трактор ХТЗ-17221 з оралом ПЛH-5-35

На оптимальну колію МТА для оранки впливають наступні параметри:

➤ характеристики ґрунту:

⇒ питомий опір ґрунту корпусам орала;

⇒ кут тертя польових дощок о стінку борозни;

⇒ кут, який створює лезо лемешу орала зі стінкою борозни;

⇒ коефіцієнт опору котіння коліс трактора;

⇒ коефіцієнт опору котіння коліс орала;

➤ геометричні параметри трактора:

⇒ довжина плями тиску (для гусеничного трактора);

⇒ ширина колеса (для колісного трактора);

⇒ ширина гусениці (для гусеничного трактора);

➤ геометричні параметри агрегування трактора с плугом:

⇒ відстань у повздовжньої площині від осі заднього моста до точки приєднання орала (для гусеничного трактора);

⇒ відстань у повздовжньої площині від точки приєднання орала до центра опору орала (для гусеничного трактора);

⇒ висота розташування крюка трактора;

➤ параметри орала:

⇒ ширина орала;

⇒ вага орала;

⇒ відстань у поперечній площині від краю орала до центра колеса орала;

➤ параметри сільськогосподарської операції:

⇒ глибина оранки.

Оцінимо вплив різних параметрів на колію трактора. При цьому будемо варіювати попарно геометричними параметрами трактора (повздовжньою базою та шириною колеса для колісного трактора або довжиною плями тиску та шириною гусениці для гусеничного трактора), геометричними параметрами агрегування трактора з оралом (відстанню в повздовжній площині від вісі заднього моста до точки приєднання орала та відстанню в повздовжній площині

від точки приєднання орала до центра опору орала) та параметрами орала (шириною орала та його вагою).

Аналізуючи рисунок 2.11 можна зробити висновок, що на підбір оптимальної колії трактора найбільший вплив здійснює ширина захвату орала, ширина колеса (гусениці) та відстань від заднього моста до центру опору орала. При цьому майже не впливають вага плуга та повздожжня база трактора (довжина плями тиску).

В рисунку 2.11 також можна побачити, що значення оптимальної колії трактора збільшується разом зі збільшенням ширини захвату орала та відстані від заднього моста до центра опору орала та, навпаки, зменшується разом зі збільшенням повздожньої бази трактора (довжина плями тиску), ширини його коліс (гусениці) та разом зі збільшенням ваги орала.

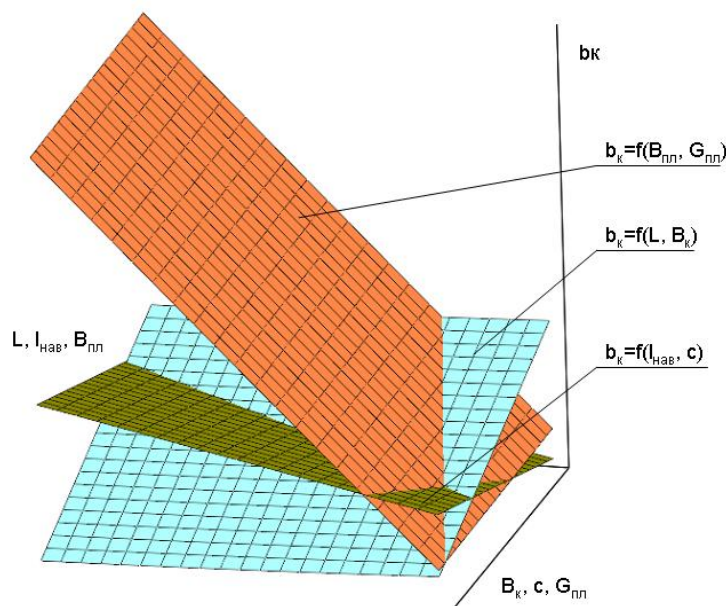


Рисунок 2.11 – Вплив різних параметрів на колію трактора

Як бачимо з рис. 2.8...2.11, нерівномірність розподілу навантаження по бортах трактора призводить до того, що при деяких видах агрегування необхідний крутний момент на колесах трактору перевищує ймовірний по зчепленню з ґрунтом. Але ж трактору треба виконувати свою роботу. В цьому випадку, завдяки роботі блокування диференціалу, нестачу крутного моменту на

одному колесі намагається компенсувати друге колесо цього ж моста, що призводить до втрати прямолінійності руху МТА. Саме через цей перерозподіл крутного моменту між колесами трактористи і вимушені переважно більшість часу під час оранки втрачати на підтримання прямолінійності руху.

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Експлуатаційні випробування

3.1.1 Мета та об'єкт дослідження

Метою даних випробувань є дослідження діючого режиму навантаження на ведучі мости при використанні трактора на основних сільськогосподарських операціях та обґрунтування режимів навантаження, що створюються у лабораторних умовах.

Об'єктом випробувань виступають МТА у складі, наведеному у табл. 3.1.

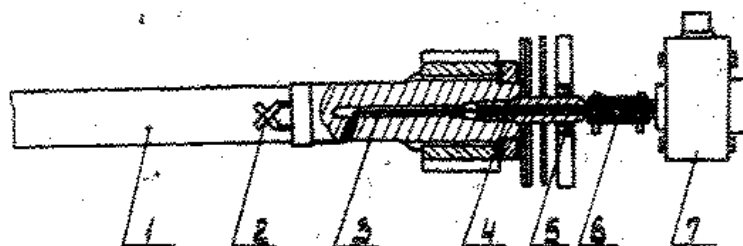
Таблиця 3.1 – Характеристика об'єкту випробування

№ п/п	Трактор		Сільськогосподарське знаряддя
	Модель	Потужність двигуна, кВт	
1	ХТЗ-17221	130	ПЛН-5-35
2			ПЛП-6-35
3			СП-16 + 3 КПС-4
4			БДТ-7

3.1.2 Методика дослідження, прилади та обладнання

Випробування проводилися на оранці стерні. Перед початком випробувань до півосей ведучих мостів приєднували тензодатчики та проводили їх тарування. Схема приєднання тензодатчиків приведена на рис. 3.1.

При оранці МТА виводили на сталий режим руху, після чого і проводили замір крутних моментів за допомогою осцилографу.



1 – напіввісь; 2 – датчики; 3 – кабель; 4 – перехідна втулка; 5 – манжета; 6 – з'єднальна муфта; 7 – струмознімач.

Рисунок 3.1 – Схема приєднання тензодатчиків.

Запис даних проводили за допомогою стандартної тензометричної апаратури на осцилографічну стрічку.

Крутні моменти в елементах трансмісії трактору замірювали за допомогою тензометричних датчиків.

3.1.3 Відпрацювання результатів дослідження

Безперервний процес зміни крутного моменту оцінювався за допомогою статистичних характеристик:

- середнє значення крутного моменту;
- дисперсія процесу навантаження;
- середньоквадратичне відхилення процесу навантаження;
- коефіцієнт варіації процесу навантаження.

Середнє значення крутного моменту обчислювалося за формулою:

$$\bar{M} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{n},$$

де: M_i – дискретні значення крутного моменту, зняті через визначений інтервал часу, Н·м;

n – кількість кроків дискретизації.

Розсіювання значень крутного моменту відносно його середнього значення оцінюється за допомогою дисперсії, яка знаходиться за формулою:

$$D = \frac{\sum_{i=1}^n (M_i - \bar{M})^2}{n-1}.$$

Для того, щоб оцінити розсіювання значень крутного моменту відносно його середнього значення в розмірності крутного моменту (Н·м), знайдемо середньоквадратичне відхилення процесу навантаження, яке знаходиться за формулою:

$$\sigma = \sqrt{D}.$$

Для того, щоб оцінити розсіювання значень крутного моменту відносно його середнього значення в безрозмірній величині, знайдемо коефіцієнт варіації процесу навантаження, який знаходиться за формулою:

$$g = \frac{\sigma}{M}.$$

3.1.4 Результати випробувань

Фрагмент осцилограми сталого руху МТА у складі трактора ХТЗ-17221 та ораля ПЛП-6-35 на другій передачі робочого діапазону наведена на рис. 3.2.

При оранці було помічено односторонній увід машино-тракторного агрегату праворуч.

Отримані під час розрахунків результати наведено у таблиці 3.2 та проілюстровано на рисунку 3.3.

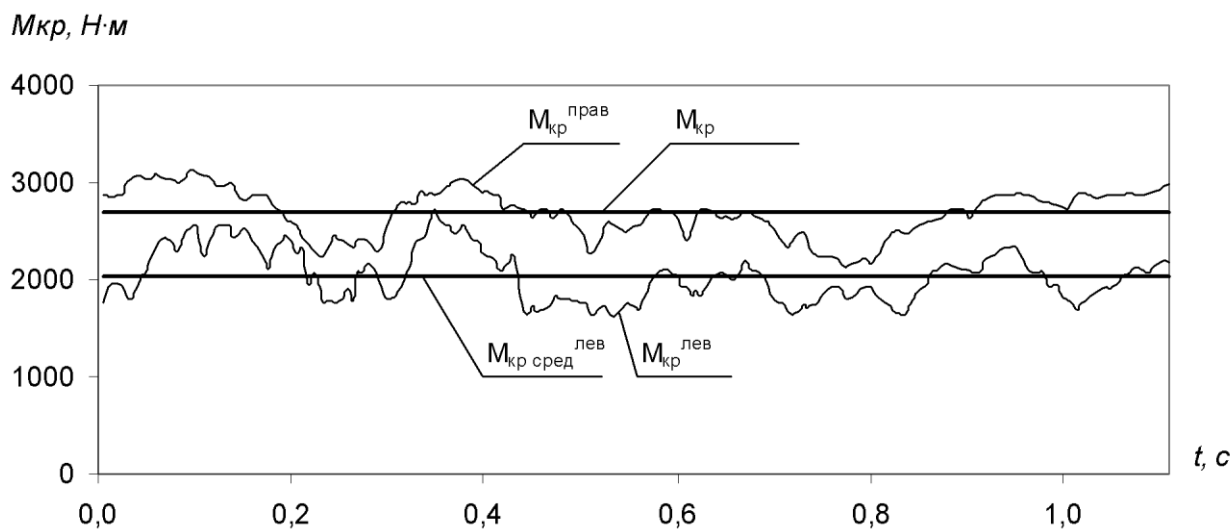


Рисунок 3.2 – Фрагмент осцилограми сталого руху МТА у складі трактора ХТЗ-17221 та ораля ПЛП-6-35.

Таблиця 3.2 – Статистичні характеристики сталого руху МТА на базі

гусеничного трактору

\bar{M} , Н·м		D, (Н·м) ²		σ , Н·м		V, %		$\frac{\bar{M}_{np}}{\bar{M}_{лів}}$
колісний редуктор								
лівий	правий	лівий	правий	лівий	правий	лівий	правий	
ХТЗ-17221 + ПЛП-6-35; 2 передача, h=0,27 м								
2040	2690	68644	59166	262	243	12,845	9,043	1,32
ХТЗ-17221 + ПЛН-5-35; 2 передача, h=0,27 м								
1620	2473	147456	169744	384	412	24	17	1,53
ХТЗ-17221 + БДТ-7; 2 передача								
1700	1767	67600	46225	260	215	15	12	1,04
ХТЗ-17221 + (СП-16 + 3 КПС-4) ; 2 передача								
2400	2578	22801	27556	151	166	6	6	1,07

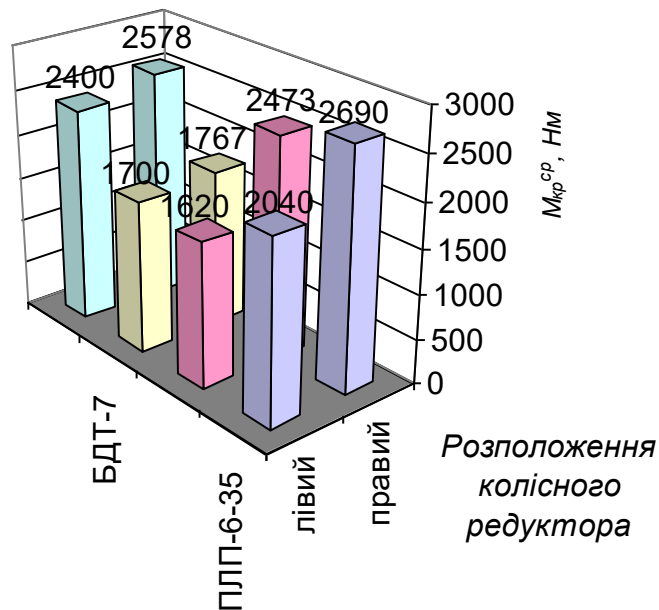


Рисунок 3.3 – Розподіл середніх значень крутного моменту на ведучих колесах трактора ХТЗ-17221 в агрегаті з різними знаряддями.

Як бачимо з табл. 3.2, істотна нерівномірність навантаження ведучих коліс трактора характерна лише при виконанні сільськогосподарських робіт зі

зміщеним центром опору (оранка), у той час, як для дискування та культивування характерний більш рівномірний розподіл крутного моменту між ведучими колесами.

3.2 Стендові випробування

3.2.1 Мета та об'єкт дослідження

Метою даних випробувань є дослідження довговічності колісних редукторів тракторних ведучих мостів при їх роботі під навантаженням, яке було визначене під час експерименту, а також дослідження впливу твердості водиля на довговічність колісних редукторів.

Об'єктом випробувань був ведучий міст трактору з комплектом запасних частин до нього.

3.2.2 Методика дослідження, прилади та обладнання

Випробування проводилися у дослідному цеху ВАТ «ХТЗ» на стенді для випробувань ведучого моста та колісних редукторів трактору ХТЗ-17221, який робить по схемі замкнутого контуру.

Перед початком випробувань проводили обкатку ведучого моста. Загальний час обкатки - 45 годин. Режим обкатки наступний:

- обкатка без навантаження 15 годин;
- обкатка при навантаженні 25 % від номінального 15 годин;
- обкатка при навантаженні 50 % від номінального 15 годин.

Після обкатки без навантаження ведучий міст зняли зі стенда та демонтували кришки колісних редукторів, півосі з сонячними шестернями та головні передачі. Надалі виконувалися наступні роботи:

- маркування торців сонячних шестерень, сателітів, осей сателітів та щік водиля (навпроти відповідних сателітів);
- замір довжини загальної нормалі сонячних шестерень;
- замір осьового люфту сателітів;

- замір довжини та місцезнаходження плями контакту на сонячній шестерні та сателіті;
- замір висоти упорного торця кришки колісного редуктора;
- замір бокового зазору в зачепленні шестерень головної передачі та моменту опору крученню ведучої шестерні;
- перевірка затяжки усіх доступних різьбових з'єднань.

Через кожні 45 годин роботи під повним навантаженням міст знімали зі стенду, півосі виводили з зачеплення з маточиною головної передачі та проводили вказані вище роботи (крім маркування).

Режим навантаження (на ведучій шестерні головної передачі): $M_{кр}=1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $n=1460 \text{ об/хв}$. Об'єм випробувань був обраний виходячи з досвіту стендових випробувань ведучих мостів та колісних редукторів на ВАТ «ХТЗ» та дорівнював 300 годин (або до поломок). Цей час еквівалентний роботі колісних редукторів на тракторі протягом 8000 м-г.

Оскільки стенд робив по схемі замкнутого контуру, то напрямок кручення та переданого крутячого моменту відповідав умовам експлуатації тільки для лівого колісного редуктору. Для правого колісного редуктору лише напрямок кручення відповідав умовам експлуатації, а напрямок переданого крутячого моменту не відповідав умовам експлуатації і режим роботи правого колісного редуктору відповідав руху трактора накатом.

Виходячи з особливостей стенду, навантаження на правий колісний редуктор було на 15% меншим, ніж на лівий. Крутні моменти на шестернях сонячних складали:

- для лівого колісного редуктора $5300 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- для правого колісного редуктора $4500 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

Для забезпечення стабільності навантаження у контурі стенда кожні 45 годин випробувань перенавантажували стенд.

Випробування проводилися на маслі ТЕР-15 ГОСТ 23652-79. Температурний режим контролювався логометром та підтримувався за допомогою спеціальної системи охолодження у межі $70\text{...}85 \text{ }^\circ\text{C}$.

Тривалість роботи та стан деталей колісних редукторів після випробувань, а також їх металографічне дослідження наведені у додатку Ж.

На рисунку 3.4...3.8 наведено графічне відображення тривалості роботи окремих деталей колісних редукторів.

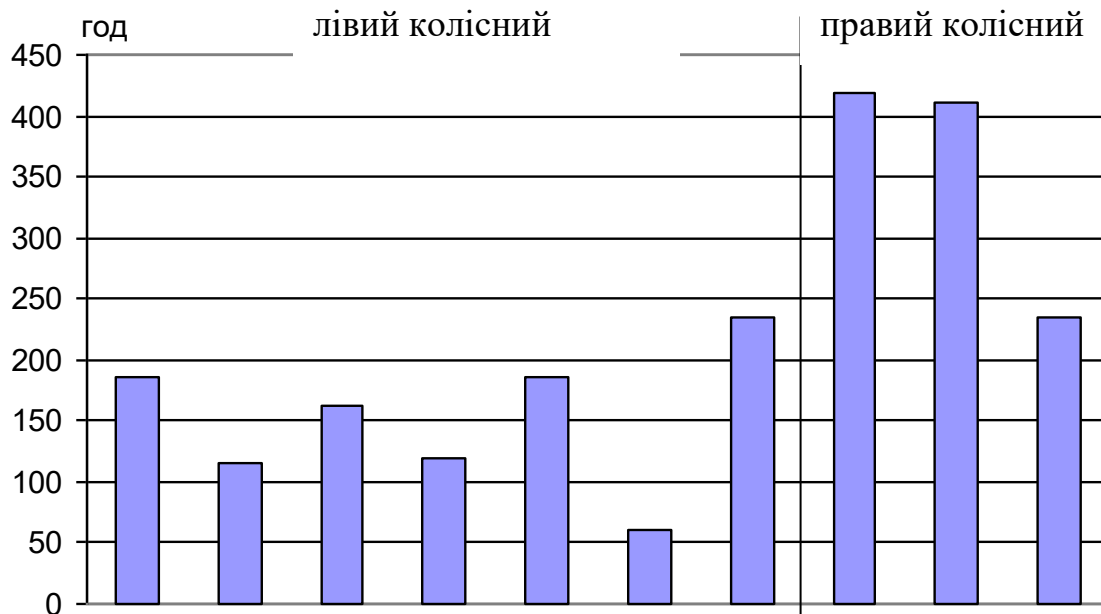


Рисунок 3.4 – Тривалість роботи шестерен сонячних колісного редуктора під час стендових випробувань

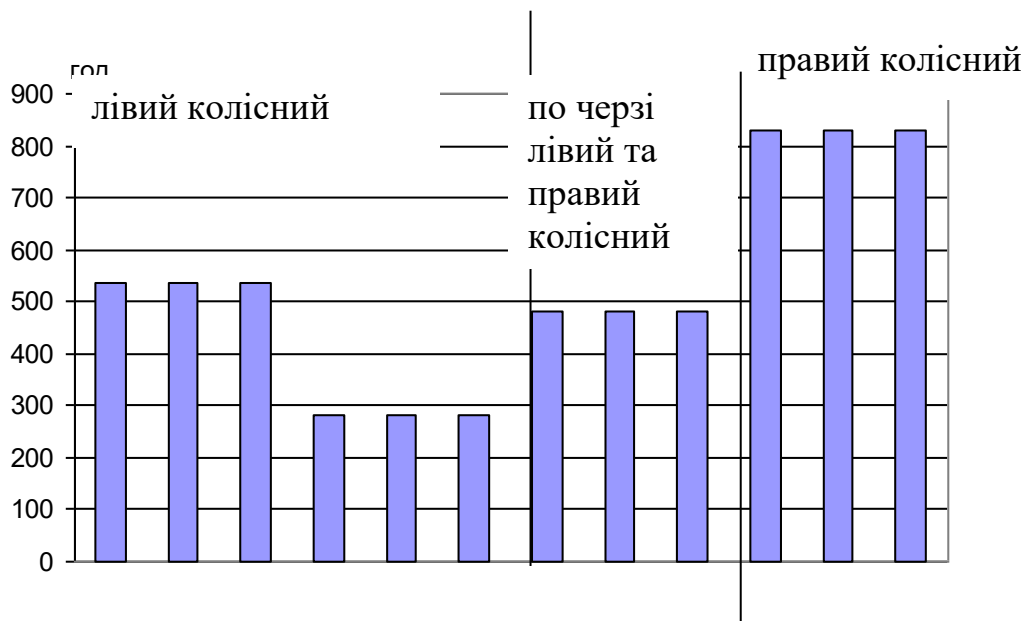


Рисунок 3.5 – Тривалість роботи сателітів колісного редуктора під час стендових випробувань.

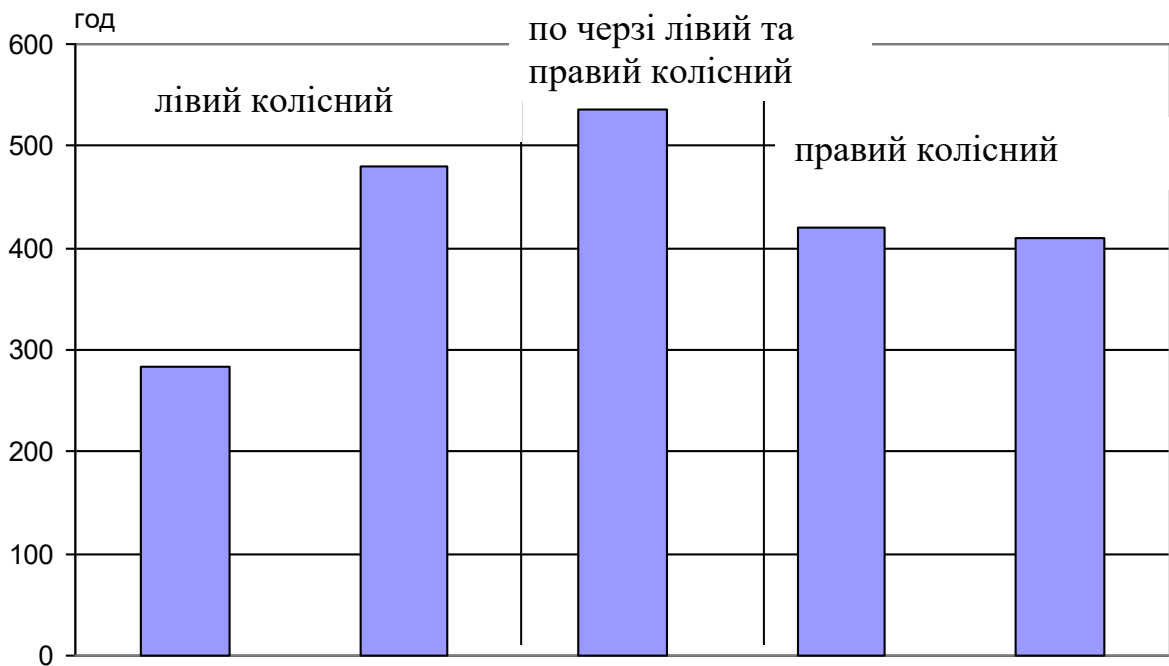


Рисунок 3.6 – Тривалість роботи шестерен епіциклічних колісного редуктора під час стендових випробувань.

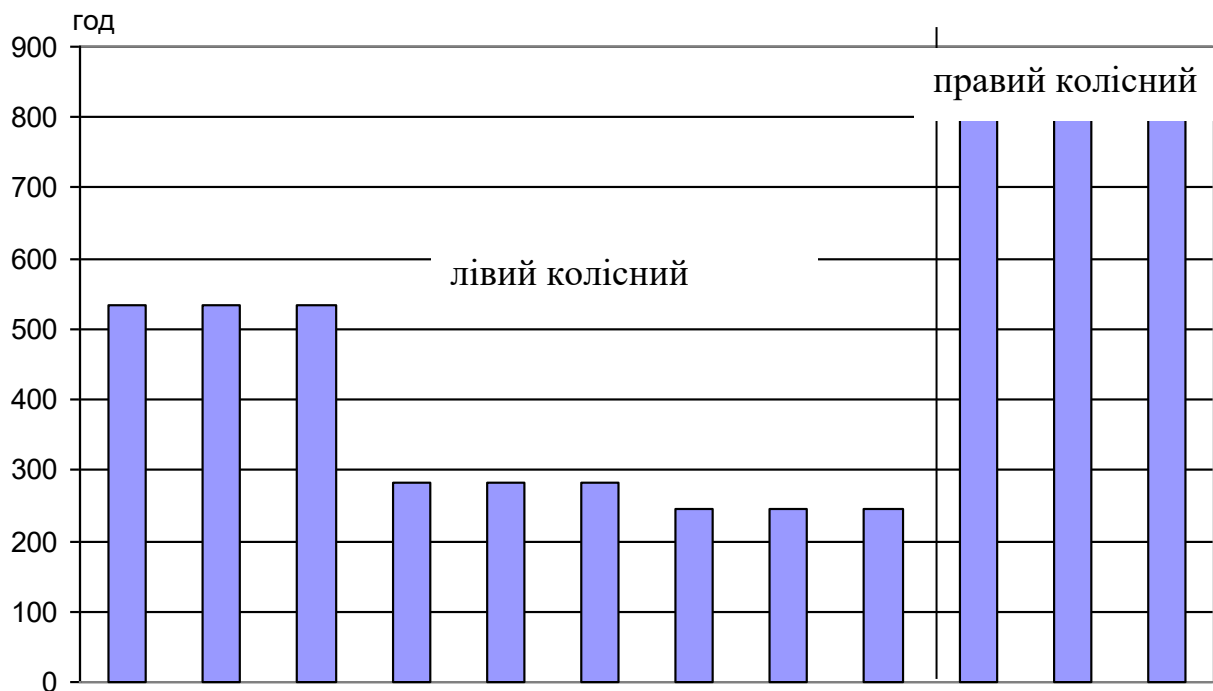


Рисунок. 3.7 – Тривалість роботи вісі сателітів колісного редуктора під час стендових випробувань.

Найбільш типовий вигляд сонячних шестерен після завершення випробувань наведено на рисунку 3.8.



Рисунок 3.8 – Типовий вигляд шестерні сонячної після випробувань

Для порівняння на рис. 3.9 наведена фотографія сонячної шестерні, яка відробила на тракторі ХТЗ-17021 6900 мотогодин з режимом роботи 70% – транспортні роботи, 30% – оранка. Цей режим є найбільш розповсюдженим для колісних тракторів загального призначення. Такий саме стан мала і сонячна шестерня, яка відробила на тракторі ХТЗ-17121 4000 мотогодин (трактор використовувався лише на тяжких сільськогосподарських роботах, таких як оранка та культивація).



Рисунок 3.9 – Сонячна шестерня яка відробила на тракторі ХТЗ-17021 6900 мотогодин.

3.3 Аналіз статистики відмов колісних редукторів

З метою виявлення закономірностей виникнення відмов колісних редукторів, був здійснений збір відомостей про їх відмови на тракторах усіх типів (які виробляє ВАТ «ХТЗ») протягом гарантійного періоду, починаючи з 2000 року та закінчуючи 2006 роком.

На рисунку 3.10-3.11 надані гістограми розподілу відмов колісних редукторів (в залежності від їх розташування) тракторів ВАТ «ХТЗ», які стались протягом гарантійного періоду експлуатації тракторів.

Розподіл відмов, пов'язаних з міцністю деталей колісних редукторів тракторів з передніми керованими колесами у даній роботі не наведено через їх дуже малу кількість.

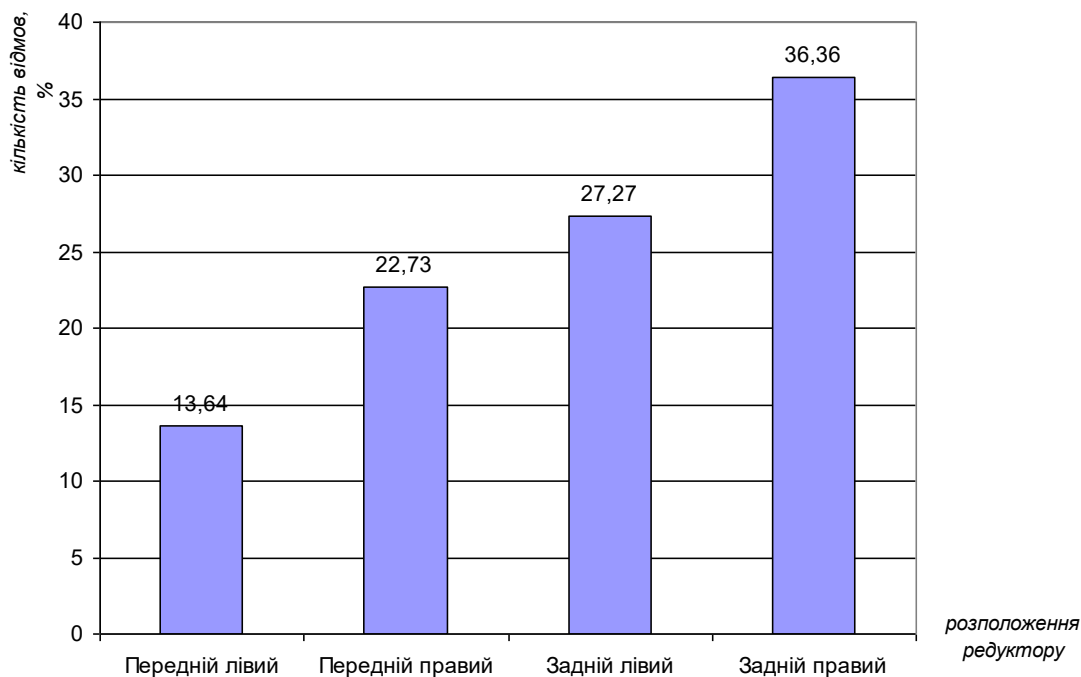


Рисунок 3.10 – Розподіл відмов колісних редукторів тракторів з шарнірно-зчленованою рамою, пов'язаних з міцністю деталей, у залежності від їх розміщення.

Як бачимо з рисунку 3.10, найбільша кількість відмов у гарантійний період, пов'язаних з міцністю деталей, колісних редукторів тракторів з шарнірно-зчленованою рамою приходить на задній правий колісний редуктор.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Умови безпеки праці на тракторі ХТЗ-17021

Головними умовами забезпечення безпеки життєдіяльності є: максимальне усунення несприятливих факторів в виробничому процесі, створення здорових і комфортабельних умов на робочих місцях, підвищення продуктивності праці, зниження професійної, зумовленої виробничими процесами захворюваності й виробничого травматизму, продовження працездатності людей, максимальне створення їх творчої здатності.

Метою створення умов безпеки життєдіяльності є розробка способів забезпечення виробничої безпеки та нормування умов охорони праці.

Конструкція трактора ХТЗ-17021 забезпечує безпеку праці тракториста при роботі і відповідає вимогам безпеки, передбачених ГОСТ 12.9.019.76 и ССБП. Нещасні випадки можуть трапитись тільки в результаті порушення правил техніки безпеки обслуговуючим персоналом.

Відповідно ГОСТ 12.2.003-74 на тракторі ХТЗ-17021 встановлено дзеркало заднього виду, габаритні вогні, гальмуючі сигнали, передні та задні фари, вказівні повороти, двохсвітлові фари з переключенням на ближнє та дальнє світло, підніжки, ручки, футляр для аптечки першої медичної допомоги, термос для питної води, прив'язні ремні, кріплення засобів пожежогасіння.

Для віброізоляції рами трактора від дії інертних сил та моментів двигуна застосована підвіска. Для покращення умов праці тракториста в будь-яку пору року і в різних кліматичних умовах на тракторі встановлена цільнометалева, двомісна герметизована кабіна з каркасом безпеки. Вона має двоє дверей, на яких встановлено рухоме скло, склопідйомники та замки.

Для термоізоляції, зменшення шуму в кабіні і усунення вібрації, передня панель, підлога і дах кабіни покриті ізоляційною мастикою шаром 2-3 мм. На підлозі і даху кабіни на 1 шар мастики наклеєні шумоізоляційні і водонепроникний картон. Кабіна встановлена на 4-х резинових амортизаторах. В ній знаходяться два регулюємих підресорних сидіння з підвіскою

паралелограмного типу, гідравлічним амортизатором, м'якими подушками і спинами. Крім того, кабіна має улаштування нормалізації мікроклімату – вентиляцію, обігрівання з використанням повітряоохолоджувача – опалювача. В кабіні також встановлені склоочисники і сонцезахисні улаштування. Всі органи керування трактором в кабіні розташовані зручно, не заважають вільному пересуванню рук і ніг при керуванні. Рівень шуму на різних частотах в кабіні трактора при використанні будь яких робіт знаходиться в межах 60...90 дБл (ГОСТ 12.1.003-76), вібрації 74...100 дБ (ГОСТ 12.1.012-78). Температура повітря 14...28⁰С при відносній вологості повітря 40...60 %, швидкість повітря 0,2...0,4 м/с.

При використанні трактора ХТЗ-17021 в сільському господарстві йому припадає виконувати найрізноманітніші польові і транспортні роботи в агрегаті з великою кількістю різноманітних причепних, навісних та напівнавісних машин та знарядь. При роботі транспортних агрегатів можуть з'явитися небезпечні випадки. Безпека обслуговуючого персоналу та надійність машинно-тракторного агрегату в більшості залежить від якості підготовки транспортного агрегату до експлуатації.

Для підтримання трактора і агрегатуємих з ним машин в виправленому стані існує система технічного обслуговування та ремонту, яка являє собою основу тривалої та безпечної експлуатації трактора. Загальні вимоги безпеки до тракторів та самохідних сільськогосподарських машин встановлені ГОСТ 12.2.019-76 та єдиними вимогами до конструкції тракторів та сільськогосподарських машин по безпеці та гігієні праці.

Для забезпечення безпечної роботи та попередження нещасних випадків необхідно виконувати вимоги, передбачені відповідними інструкціями.

До роботи на тракторі ХТЗ-17021 та його обслуговування допускаються особи, яким виповнилося 18 років, закінчивши спеціальні курси по вивченню конструкції та маючи посвідчення на право керування трактором, та які пройшли інструктаж з техніки безпеки.

Перед початком роботи трактора необхідно впевнитись, що двигун від'єднаний від трансмісії (ричаг перемикачів діапазонів встановлений в

нейтральне положення, а муфта валу відбору потужності – в положення „вимкнено”), а також в тому, що під трактором немає людей.

Необхідно також перевірити справність керування дизелем, гальмів, рульового керування та електрообладнання.

Не можна починати рух трактора, якщо тиск повітря в пневматичній системі нижче 0,45 мПа, та тиск в гідравлічній коробці передач нижче 0,95 мПа. Не слід працювати з причепами, не обладнаними гальмами.

При їзді по твердим сухим дорогам з малим навантаженням або в холосту не вмикають передній міст.

На транспортних роботах необхідно рухатись зі швидкістю, яка забезпечує повну безпеку.

Особливо уважним необхідно бути при русі на поворотах, спусках та підйомах, мостах та перехрестях, слизькій дорозі, а також вночі та при поганій видимості.

При переїздах через мости, плотини необхідно користуватись тільки швидкостями II діапазону. Не допускається рух трактора поперек крутих схилів. На невеликих схилах користуються тільки швидкостями II діапазону, уникаючи крутих поворотів та переїзду перешкод.

Під час спуску або підйому не допускається зупинка двигунів та вимкнення муфти зчеплення. Рух зі швидкостями II діапазону здійснюється також на схилах та косогорах, на засніжених дорогах, а також при ожеледі. Льодові переправи необхідно переборювати з відкритими дверцями. Щоб уникнути заносів та „складання” тракторного поїзду при спусках не перемикаєти передачі. При роботі на слизьких та засніжених дорогах вмикаються обидва мости. При цьому не допускаються різні гальмування та повороти.

Причепні знаряддя та причепа повинні мати жорсткі зчіпки. Причеп з трактором з'єднують також страховочними ланцюгами або тросами.

Обслуговування та усунення несправностей здійснюється тільки при непрацюючому дизелі. Перед виходом з кабіни ричаг перемикання діапазонів

встановлюється в нейтральне положення, трактор гальмується центральним гальмом. Не можна залишати трактор розгальмованим.

При роботі трактора з сільськогосподарськими або дорожніми машинами та знаряддями додержуються правил техніки безпеки, викладені в керівництві до експлуатації відповідної машини або знаряддя.

При тривалій зупинці трактора начіпне знаряддя повинно бути опущеним, глушиться дизель та вимикається вмикач „маш”. Не можна знаходитись під знаряддям, не встановив підставки.

При роботі з редуктором валу відбору потужності кардан приводу повинен бути загороджений захисним кожухом.

Трактор буксирується тільки переднім ходом при вмиканні насоса рульового керування від колес та швидкості руху не більше 15 км/ч. При несправних гальмах та гідравлічної системи рульового керування трактор буксирується тільки на жорсткій згінці.

Перед піддомкращуванням трактора необхідно заглушити двигун, затягнути центральні гальма та заблокувати горизонтальний шарнір рами.

Заправка трактора мастильними матеріалами механізованими способами повинна виконуватись з додержанням правил пожежної безпеки. При цьому не допускається паління та користування відкритим вогнем. Не допускається підтікання палива й масла, замаслювання дизеля.

Не можна користуватися відкритим вогнем для перегріву паливопроводів та нижньої кришки картера дизеля. Необхідно постійно слідкувати за станом ізоляції та надійністю кріплення електропроводів. Недопустимо збирання соломистих продуктів на двигуні.

На тракторі встановлюється вогнегасник ОУ-5 в місці, передбаченому по праву сторону кабіни.

При погрузці та розгрузці трактора користуються краном вантажопідйомністю не менше 10 т та спеціальними захватами, забезпечуючими безпеку роботи і збереженість кабіни та облицювання.

Для зчалування передньої частини трактора підводиться трос під нижній брус між двома його виступами і закріплюється до спеціальної траверси, яка запобігає облицювання трактора від пошкоджень тросом. Задню частину рами зачальюють тросами за ось навіски.

Якщо при проведенні технічного обслуговування чи ремонті необхідно ту чи другу частину рами, користуються, користуються домкратом вантажопідйомністю не менше 5 т.

При піддомкращуванні трактор встановлюють на рівній горизонтальній площині, виключають дизель, зтягають зупиночні гальма, важелі коробки передач і переключення діапазонів встановлюють в нейтральне положення, під непіддомкращені колеса встановлюють упорні клини.

5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ЗМІНИ НАДІЙНОСТІ КОЛІСНОГО РЕДУКТОРА

5.1 Розрахунок економічного ефекту від зміни надійності колісного редуктора

Економічний ефект (\mathcal{E}) від виробництва і використання однієї машини зі зміненою надійністю визначається за формулою:

$$E = \frac{E_r}{a + E_n}, \quad (5.1)$$

де : \mathcal{E}_r – річний економічний ефект у споживача від експлуатації однієї машини зі зміненою довговічністю, грн.;

a – коефіцієнт відрахувань на реновацію нової машини;

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Річний економічний ефект (\mathcal{E}_r) визначається відповідно до по формулі:

$$E_r = (\Pi_{удб} - \Pi_{удн}) T_{гн} \quad (5.2)$$

де: $\Pi_{удб}$ і $\Pi_{удн}$ – питомі приведені витрати по базовій і новій машині, грн./м.год;

$T_{гн}$ – річний наробіток машини підвищеною надійністю м.г.

Враховуючи, що річний наробіток машини при постійній продуктивності за годину основного часу й однакової продуктивності робіт пропорційна лише коефіцієнту технічного використання $K_{тин}$ і замінивши у формулі питомі ($\Pi_{уд}$) приведені витрати на річні $\Pi_r = \Pi_{уд} \cdot T_{гн}$ одержимо:

$$E_r = \Pi_{гб} \cdot \frac{K_{тин}}{K_{тиб}} - \Pi_{гн} \quad (5.3)$$

де : $\Pi_{гб}$ і $\Pi_{гн}$ – річні приведені витрати по базовій і новій машинах, грн/м.год;

$K_{тиб}$ і $K_{тин}$ – коефіцієнт технічного використання базової і нової машин.

Середні за термін служби річні приведені витрати визначаються по формулі:

$$\Pi_r = I_r + E_n \cdot K, \quad (5.4)$$

де: I_r – прямі експлуатаційні витрати за рік використання машини;

K – капітальні вкладення в споживача (балансова вартість машини), грн.

Прямі експлуатаційні витрати за рік використання машини визначаються відповідно по формулі:

$$I_r = A + P_{кр} + P_{тр} + P_{то} + Z + \Gamma, \quad (5.5)$$

де: A – витрати на реновацію, грн/ рік;

$P_{кр}$ і $P_{тр}$ – витрати на капітальний і поточний ремонти, грн/рік;

$P_{то}$ – витрати на технічне обслуговування грн/рік;

Z – заробітна плата обслуговуючого персоналу, грн/рік;

Γ – витрати на пально-мастильні матеріали, грн/рік.

При розрахунку I_r варто враховувати тільки ті складові формули (5.5), на які впливає зміна рівня надійності виробу.

Витрати на реновацію машини визначається по формулі:

$$A = B \cdot a \approx B \frac{1}{T}, \quad (5.6)$$

де: B – балансова ціна машини, грн.;

a – коефіцієнт відрахувань на реновацію;

T – термін служби машини, років.

Витрати на капітальні ремонти машини визначають по формулі:

$$P_{кр} = \frac{bQN}{T} = \frac{bQ}{T} \left[\frac{T \cdot T_r - T_p}{K_b \cdot T_{кр}} + 0,5(1 + v^2) \right], \quad (5.7)$$

де: b – коефіцієнт, що враховує транспортні і вантажно-розвантажувальні роботи (допускається приймати $b = 1,1$);

Q – преїскурантна вартість капітального ремонту, грн.;

$N_{кр}$ – середнє (статистичне) число капітальних ремонтів машини за термін її служби;

T_r – річне завантаження машини, м.год;

$T_{кр}$ – середній ресурс машини до першого капітального ремонту, м.год;

K_B – коефіцієнт відновлення ресурсу при капітальному ремонті;

ν – коефіцієнт варіації ресурсу машини. При невідомому значенні цього коефіцієнта допускається приймати $\nu = 0,4$.

Якщо в результаті розрахунків виходить, що $P_{кр} = 0$ приймається $P_{кр} = 0$. Це означає, що ресурс машини в середньому забезпечує її роботу протягом терміну служби (T) без капітального ремонту. Річні витрати на поточний ремонт (усунення наслідків відмовлень) визначають по одній з наступних формул:

$$P_{тр} = \frac{1}{T} \left(1 + \frac{T \cdot T_r - T_{кр}}{K_B \cdot T_{кр}} \right) \sum_{i=1}^3 n_i \cdot c_i = \frac{T_{кр}}{T} \left(1 + \frac{T \cdot T_r - T_{кр}}{K_B \cdot T_{кр}} \right) \sum_{i=1}^3 \frac{c_i}{t_{0i}}, \quad (5.8)$$

для виробів, що не піддавались капітальному ремонту,

$$P_{тр} = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^3 n_i \cdot c_i = T_r \sum_{i=1}^3 \frac{c_i}{t_{0i}}, \quad (5.9)$$

де: n_i – число відмовлень i -ї групи складності за період до першого капітального ремонту (для виробів, що піддавались капітальному ремонту чи ремонту за термін служби (для виробів, що не піддавались капітальному ремонту));

c_i – середні витрати на усунення наслідків відмовлень i -ї групи складності, грн.;

t_{0i} –наробіток на відмовлення i -ї групи складності, м.г.

Витрати на технічне обслуговування визначають по наступній формулі:

$$P_{то} = T_r \cdot S_{уд} \cdot r_m, \quad (5.10)$$

де: $S_{уд}$ – питома сумарна оперативна трудомісткість технічного обслуговування, чол.-год/м.год;

r_m – витрати зв'язані з оплатою праці механізатора, що виконує технічне обслуговування, грн/г.

Заробітну плату обслуговуючого персоналу і витрати на паливно-мастильні матеріали визначають відповідно до рекомендацій.

Таблиця 5.1 Результати розрахунку економічної ефективності зміни надійності колісного редуктора.

Найменування показників	Базовий варіант	Модернізований варіант
1	2	3
Річне завантаження трактора, мотогодин	1320	1320

Продовження таблиці 5.1

1	2	3
Строк служби, років	10	10
Вартість капітального ремонту, грн	3800	3800
Коефіцієнт відновлення ресурса при капітальному ремонті	0,8	0,8
Середній ресурс до капітального ремонту, мотогодин	5000	8000
Нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень	0,15	0,15
Коефіцієнт відрахувань на реновацію	0,125	0,125
Ціна редуктора, грн	5362	5400
Витрати на капітальний ремонт, грн	11515,9	–
Річний економічний ефект у споживача при експлуатації одного трактора зі зміненою надійністю, грн.	–	4583,56
Економічний ефект від виробництва і використання одного трактора зі зміненою надійністю, грн	–	16667,49

Висновок: Таким чином, впровадження модернізованого колісного редуктора забезпечує річний економічний ефект при виконанні енергоємних робіт 4583,56 грн.

ВИСНОВКИ

1. Найбільша кількість відмов ведучих мостів тракторів припадає на механічну частину рульового керування, головні передачі та колісні редуктора. При цьому найбільша кількість відмов пов'язана з міцністю вузлів та якістю їх виготовлення та складання.

2. Аналізуючи розподіл відмов головних передач колісних тракторів з шарнірно-зчленованою рамою, виявлено, що на головні передачі заднього моста приходиться втричі більше відмов, ніж на головні передачі переднього моста, бо приводом переднього моста служить звичайний кардан, у той час як задній міст приводиться через передній подвійний шарнір, проміжну опору та задній подвійний шарнір.

3. Для підвищення працездатності колісних редукторів необхідно змінити конструкцію колісного редуктора, щоб сателіт повністю перекривався епіциклічною шестірнею.

4. Існуючих методів розрахунку недостатньо для точного оцінювання величини та характеру дії напружень базових елементів тракторів. Суто конструктивні заходи разом з недосконалою розрахунковою базою сприяють частковому поліпшенню якості ведучих мостів, але не дають змогу забезпечити їм необхідну працездатність на стадії проектування нових зразків тракторів. Все це призводить до потреби системного наукового дослідження поліпшення якості ведучих мостів сільськогосподарських тракторів загального призначення, які роблять під впливом діючого нерівномірного навантаження. Тому актуальною є робота щодо розробки та вдосконалення методик визначення режиму навантаженості для визначення параметрів, які впливають на оптимальну колію сільськогосподарського трактора та визначення нерівномірності розподілу навантажень ведучих мостів, що призводить до втрати прямолінійного руху машино-тракторного агрегату в режимі оранки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Закон України Про захист прав покупців сільськогосподарських машин: за станом на 5 червня 2003р. / Офіційний вісник України, №26, 2003. – 19 с.
2. Селіванов А.І. Основи теорії старіння машин / Селіванов А.І. – К.: Машинобудування, 1991. – 408 с.
3. Трактори сільськогосподарські. Номенклатура показників: ГОСТ 4.40-84. – [Чинний від 1985-01-01]. – Х. Видавн. стандартів, 1984. – 8 с. (Міждержавний стандарт).
4. Збірник нормативів надійності тракторів та їх складових частин на XI та XII п'ятирічкі / упоряд. та голов. ред. В. П. Важдаєм – М.: ГОНТИ-НАПІ, 1983. – 57 с.
5. Проников А.С. Надійність машин / Проников А.С. – Х.: Машинобудування, 1978. - 592 с.
5. Болотін В.В. Випадкові коливання пружних систем / Болотін В.В. – М.: Наука, 1979. – 335 с.
6. Болотін В.В. Ресурс машин і конструкцій / Болотін В.В. – Х.: Машинобудування, 1990. – 448 с.
7. Гусєв А.С. Опір втомі і живучість конструкцій при випадкових навантаженнях / Гусєв А.С. – М.: Машинобудування, 1989. - 248 с.
8. Гусєв А.С. Розрахунок конструкцій при випадкових впливах / А.С. Гусєв, В.А. Светлицький. – М.: Машинобудування, 1984. - 240 с.
9. Болотін В.В. Прогнозування ресурсу машин і конструкцій / Болотін В.В. – М.: Машинобудування, 1984. –312 с.
10. Когаєв В.П. Міцність і зносостійкість деталей машин / В.П. Когаєв, Ю.Н. Дроздов. – М.: Вища школа, 1991. - 318 с.
11. Основи теорії та розрахунку сільськогосподарських машин на міцність і надійність / [Волков П.М., Тененбаум М.М.]: під ред. П.М. Волкова. – М.: Машинобудування, 1977. - 310 с.

12. Александров Є.Є. Автоматизоване проектування динамічних систем за допомогою функцій Ляпунова / Є.Є. Александров, М.В. Бех. – Харків: Основа, 1993. – 112 с.

13. Колісні та гусеничні машини високої прохідності. Ступінчасті трансмісії: розрахунок та основи конструювання / [Д.О. Волонцевич, В.В. Єпіфанов, В.К. Белов та ін.]: за ред. Є.Є. Александрова. – Харків: ХДПУ, 1996. – 202 с. – (Серія «Колісні та гусеничні машини високої прохідності»: у 10 т. т.3 «Трансмісії», кн.1.).

14. Колісні та гусеничні машини високої прохідності. Безступінчасті трансмісії: розрахунок та основи конструювання / [Д.О. Волонцевич, В.В. Єпіфанов, В.К. Белов та ін.]: за ред. Є.Є. Александрова. – Харків: ХДПУ, 1996. – 202 с. – (Серія «Колісні та гусеничні машини високої прохідності»: у 10 т. т.3 «Трансмісії», кн.2.).

15. Динаміка транспортно-тягових колісних та гусеничних машин / [Александров Є.Є. та ін.]: за ред. А.М. Туренко. – Харків: ХГАДТУ, 2001. – 640 с.

16. Коваль А.А. Крюкове навантаження та основні техніко-економічні показники колісного трактора на оранці / А.А. Коваль, В.Б. Самородов // Трактори та сільськогосподарські машини. – 2007. - №6. – С. 15-17.

17. Подригало М. А. Забезпечення надійності автотракторної техніки адаптивними методами технічного обслуговування та ремонту / М.А. Подригало, В.Г. Кухтов, А.С. Полянський // Автомобільний транспорт: Зб. наук. праць. – Харків, 2000. – вип. 4. – С. 49-51.

18. Нестеров А. П. Моделювання навантаженості дорожніх машин, створених на базі трактора Т-150К / А.П. Нестеров, В.Г. Кухтов, О.В. Щербак // Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Харків, 2001. – вип. 6. – С. 172-176.

19. Кухтов В. Г. Результати досліджень довговічності головних передач ведучих мостів колісних тракторів класу 3 т. / В.Г. Кухтов, А.Н. Лесь, А.В. Рябушенко, О.В. Щербак // Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. Тематичний випуск «Автомобільне та тракторобудування», Харків. – 2002. – вип. 10. – Т.1. – С. 77-81.

20. Кухтов В. Г. Класифікація відмов шасі тракторів / В.Г. Кухтов, А.В. Рябушенко, А.Н. Лесь // Тракторна енергетика в рослинництві: Зб. наук. праць. – Харків, ХДТУСХ, 2002. – вип. 5. – С. 89-94.

21. Нестеров А.П. Динамічна навантаженість дорожніх машин / А.П. Нестеров, І.Г. Кириченко, В.Г. Кухтов, О.В. Щербак // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання розвантажувально-вантажних будівельних і монтажних робіт на залізничному транспорті: Зб. наук. праць. – Харків, ХГАЖТ, 2002. – Вип. 50. – С. 21-28.

22. Кухтов В.Г. Оцінка та прогноз довговічності конструктивних елементів шасі тракторів, що працюють в умовах багатоциклового навантаження / В.Г. Кухтов, О.В. Кедровська // Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. Тематичний випуск «Динаміка та міцність машин». – Харків, 2003. – вип. 8. – том 2. – С. 105-118.

23. Кухтов В. Г. Довговічність деталей шасі тракторів при втомних пошкодженнях / В.Г. Кухтов, О.В. Щербак // Праці міжнародної конф. з надійності машин і програмування їх ресурсу «ROM 2000»: Зб. наук. праць, том 1. – Івано-Франківськ, ІФДТУНГ, 2000. – С. 214-222.

24. Кухтов В. Г. Довговічність деталей шасі тракторів / В.Г. Кухтов, С.С. Жуковський, О.В. Щербак, М.А. Підригало // Праці міжнародної конф. з оцінки та обґрунтування продовження ресурсу елементів конструкцій «Ресурс – 2000»: Зб. наук. праць, т. 2. - Київ, ІПП, 2000. – С. 905-910.

25. Подригало М. А. Створення автотракторних конструкцій із заданим рівнем надійності / М.А. Подригало, В.Г. Кухтов // Праці Міжнародної конференції «Перспективи розвитку вітчизняного автотракторобудування та підготовки кадрів»: – М, МДТУ «МАМІ», 2000. – С. 82-85.

26. Кухтов В. Г. Основні напрямки підвищення надійності тракторів виробництва «ХТЗ» / В.Г. Кухтов, А.С. Полянський // Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції «Перспективи розвитку механізації, електрифікації, автоматизації та технічного сервісу сільськогосподарського виробництва». – Глеваха, 1996. – С. 5.

27. Методика ХТЗ №10185. Програма визначення працездатності заднього моста ХТЗ-181. – Харків, ХТЗ, 2001.
28. Програма-методика ХТЗ №10305. Визначення довговічності литих корпусів мостів трактора Т-150К і ХТЗ-18040 в порівнянні зі штампованими в умовах стендових випробувань. – Харків, ХТЗ, 2003.
29. Технічний звіт ХТЗ №6975. Ресурсні випробування сателітів зі сталі 25ХГТ. – Харків, ХТЗ, 2001.
30. Попередній технічний звіт ХТЗ №10203. Стендові випробування цементованих епіциклічних шестерень, виготовлених зі сталі 25ХГТ. – Харків, ХТЗ, 2002.
31. Технічний звіт ХТЗ №10217. Випробування штампованої конструкції колодки колісного гальма трактора. – Харків, ХТЗ, 2002.
32. Технічний звіт ХТЗ №10390. Стендові випробування дослідних зразків ведучих мостів підвищеної вантажопідйомності з литими корпусами для тракторів класу 3-4. – Харків, ХТЗ, 2005.
33. Технічний звіт ХТЗ №10382. Стендові випробування гусеничного моста 150.72.004-1. – Харків, ХТЗ, 2005.
34. Технічний звіт ХТЗ №10454. Стендові випробування гальмівних безазбестових накладок. – Харків, ХТЗ, 2002.
35. Кугель Р.В. Надійність машин масового виробництва / Кугель Р.В. – М.: Машинобудування, 1981. - 244 с.
36. Кухтов В. Г. Довговічність трансмісії тракторів кл. 30 кН / В.Г. Кухтов // Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції «Дослідження, техніка і технологія для сільськогосподарського виробництва на межі ХХІ століття». – Дослідницьке, 1998. – С. 123.

ДОДАТКИ