

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НА ТЕМУ:

**«ДОСЛІДЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНОШУВАННЯ ЗУБЧАТИХ
ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРНИХ ТРАНСМІСІЙ З ВИКОРИСТАННЯМ
РАЦІОНАЛЬНИХ ТЕМПЕРАТУР ТРАНСМІСІЙНОГО МАСЛА»**

Виконав:

здобувач освітнього ступеня «Магістр»
освітньо-професійної програми
«Агроінженерія» спеціальності 208
«Агроінженерія» денної форми навчання
СПАСЮК Артем Олександрович

Керівник:

канд. техн. наук, доцент
БОНЧИК Віталій Семенович

Оцінка захисту:

Національна шкала _____

Кількість балів _____

Шкала ECTS _____

« _____ » _____ 2025 р.

Допускається до захисту:

« _____ » _____ 2025 р.

Гарант освітньо-професійної програми «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія», канд. техн. наук, доцент

ДУГАНЕЦЬ Василь Іванович

м. Кам'янець-Подільський, 2025

ЗМІСТ

	Стор
Завдання на виконання кваліфікаційної роботи.....	5
Анотація.....	6
Реферат.....	7
Перелік умовних скорочень, термінів, символів, позначень.....	8
ВСТУП.....	9
1 АНАЛІЗ СЕРІЙНИХ СИСТЕМ МАЩЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ТРАКТОРІВ В РІЗНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ...	13
1.1 Загальні відомості та класифікація зубчастих коліс.....	13
1.2 Зміна технічного стану трансмісій тракторів в процесі експлуатації.....	15
1.3 Аналіз чинників, що впливають на інтенсивність зношування зубчастих передач тракторних трансмісій.....	18
1.4 Температурні умови роботи трансмісійних масел.....	21
1.5 Способи поліпшення режиму мастила зубчастих передач тракторних трансмісій.....	29
Висновки та завдання досліджень.....	31
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕРМОРЕГУЛЮВАННЯ ТРАНСМІСІЙНИХ МАСЕЛ ДЛЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРНИХ ТРАНСМІСІЙ.....	33
2.1 Вплив температури трансмісійного масла на товщину мастильного шару в зоні рідинного мастила.....	34
2.2 Вплив температури трансмісійного масла на основні трибологічні характеристики.....	36
2.3 Обґрунтування необхідності терморегулювання трансмісійного масла Висновки до другого розділу.....	41
3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	44
3.1 Програма експериментальних досліджень	44
3.2 Об'єкт і лабораторне устаткування першого етапу досліджень.....	45
3.3 Методика проведення лабораторних випробувань.....	49

3.4	Методика визначення зносу зразків.....	50
3.5	Об'єкт і устаткування для проведення другого етапу досліджень.....	53
3.6	Методика дослідження температурних умов роботи масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А.....	55
3.7	Методика визначення зносу зубів зубчастих коліс.....	56
3.8	Методика дослідження впливу температури трансмісійного масла на паливну економічність дизеля.....	59
	Висновки до третього розділу.....	60
4	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ.....	61
4.1	Вплив температурних властивостей масел на енерговитрати тертя.....	61
4.2	Статистична модель залежності інтенсивності зношування роликів зразків від експлуатаційних чинників та їх аналіз.....	62
4.3	Пошук оптимальних умов роботи вузла тертя (на прикладі роликів зразків).....	66
4.4	Результати дослідження температурних умов роботи масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А.....	67
4.5	Результати дослідження температурних умов роботи масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А, обладнаного системою терморегулювання....	70
	Висновки до четвертого розділу.....	73
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	74
5.1	<u>Техніка</u> безпеки при виконанні робіт.....	74
5.2	Розробка карти проведення оперативного контролю за станом охорони праці.....	75
5.3	Виробнича санітарія.....	75
5.4	Протипожежні заходи.....	76
	Висновки до п'ятого розділу.....	77
6	ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	78
6.1	Визначення витрат на модернізацію трансмісії трактора Т-25А.....	79

6.2 Визначення економічної ефективності модернізації трансмісії трактора Т-25А.....	82
Висновки до шостого розділу.....	83
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	84
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	86

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін
Освітній ступінь «Магістр»
Спеціальність 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри,
доцент _____ Василь ДУГАНЕЦЬ
«_____» _____ 2025 р

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Здобувачу СПАСЮКУ Артему Олександровичу

1. Тема роботи: «Дослідження інтенсивності зношування зубчастих передач тракторних трансмісій з використанням раціональних температур трансмісійного масла»

2. Керівник роботи: БОНЧИК Віталій Семенович, доцент

Затверджено наказом по закладу вищої освіти «Подільський державний університет» від «04» квітня 2025 року, № 355с

Строк подання здобувачем закінченої роботи «24» листопада 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи:

1. Завдання на кваліфікаційну роботу
2. Науково-технічна література з ремонту тракторних трансмісій
3. Авторські свідоцтва і патенти на винаходи
4. Результати наукових досліджень

4. Зміст пояснювальної записки:

Вступ

1. Аналіз серійних систем мащення механічних трансмісій тракторів в різних експлуатаційних умовах
 2. Теоретичне обґрунтування терморегулювання трансмісійних масел для зубчастих передач тракторних трансмісій
 3. Програма і методика експериментальних досліджень
 4. Результати експериментальних досліджень та їх аналіз
 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях
 6. Економічне обґрунтування результатів досліджень
- Загальні висновки по роботі
Список використаних джерел

Додатки

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

1. Тема кваліфікаційної роботи, прізвище доповідача та керівника, рік захисту
2. Актуальність теми роботи та проблема дослідження
3. Мета, об'єкт, предмет дослідження
4. Завдання роботи
5. Види зубчастих передач
6. Зміна товщини мастильного шару в зачепленні зубчастих коліс п'ятої передачі трактора Т-25А залежно від температури масла

7. Загальний вигляд лабораторної установки для випробувань роликів зразків
 8. Схема руху теплоносія на машині тертя
 9. Схема освітлення зони виміру зносу
 10. Місце розташування електронагрівних пристроїв і термопар для виміру температури трансмісійного масла
 11. Загальний вигляд пристосування для нарізування канавок на зубах, встановленого на зубчастому колесі
 12. Залежність моменту тертя від температури масла ТМ-3-18 – (ТАп-15В)
 13. Залежність інтенсивності зношування роликів зразків (I) від навантаження (P), при $V=1,5$ м/с, $t_m=60$ °С, $C=O$, 25 % від маси
 14. Приріст температури трансмісійного масла (Δt_m) в корпусі трансмісії трактора Т-25А від початкового значення ($t_{хв}$) за час роботи двигуна на холостому ході
 15. Економічна оцінка модернізації трансмісії трактора Т-25А
 16. Загальні висновки по роботі
6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Консультант з нормоконтролю	ДЕВІН В.В., доцент		

Дата видачі завдання «04» квітня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва розділів кваліфікаційної роботи	Строк виконання розділів роботи		Підпис керівника
		планово	фактично	
	Вступ	15.04.25	15.04.25	
1	Аналіз серійних систем мащення механічних трансмісій тракторів в різних експлуатаційних умовах	12.05.25	12.05.25	
2	Теоретичне обґрунтування терморегулювання трансмісійних масел для зубчастих передач тракторних трансмісій	05.06.25	05.06.25	
3	Програма і методика експериментальних досліджень	30.06.25	30.06.25	
4	Результати експериментальних досліджень та їх аналіз	18.09.25	18.09.25	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	15.10.25	15.10.25	
6	Економічне обґрунтування результатів досліджень	31.10.25	31.10.25	
	Загальні висновки по роботі	06.11.25	06.11.25	
	Список використаних джерел	18.11.25	18.11.25	
	Додатки	24.11.25	24.11.25	

Здобувач

Артем СПАСЮК

Керівник

Віталій БОНЧИК

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі магістра представлено технічне рішення, щодо зниження інтенсивності зношування зубчастих передач тракторних трансмісій із застосуванням раціональних температур трансмісійних олій. Позитивний результат досягається завдяки розробці передпускового підігрівання і підтримки температури трансмісійного масла в експлуатаційних умовах в раціональних межах.

THE SUMMARY

The master's qualification work presents a technical solution to reduce the intensity of wear of tractor transmission gears using rational temperatures of transmission oils. A positive result is achieved through the development of pre-start heating and maintenance of the transmission oil temperature under operating conditions within rational limits.

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра складається з пояснювальної записки, виконаної машинописним способом на 90 аркушах формату А4, яка вміщує 6 розділів, 4 таблиці, 23 рисунки, 26 найменувань використаних джерел і презентаційного матеріалу на 16 аркушах.

Метою кваліфікаційної роботи є зниження інтенсивності зношування зубчастих передач тракторних трансмісій із застосуванням раціональних температур трансмісійних олій.

У роботі проведені дослідження впливу об'ємної температури трансмісійної олії на інтенсивність зношування зубчастих передач тракторних трансмісій.

Розроблено і виготовлено технічні засоби забезпечення передпускового підігрівання і підтримки температури трансмісійної олії в експлуатаційних умовах в раціональних межах.

Проведено експлуатаційні і стендові випробування трактора із застосуванням розроблених технічних засобів.

Комплексна річна економія від збільшення ресурсу трансмісії до капітального ремонту і збільшення паливної економічності дизеля склала 7705, 84 грн. на один трактор.

Ключові слова: ЗНОШУВАННЯ, ТРАНСМІСІЙНА ОЛІЯ, ТЕМПЕРАТУРА, ТРАКТОРНІ ТРАНСМІСІЇ, РІЧНА ЕКОНОМІЯ.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ,
ТЕРМІНІВ, СИМВОЛІВ, ПОЗНАЧЕНЬ

Скорочення	Розшифровка скорочень
КРМ	Кваліфікаційна робота магістра
ЕК	Екзаменаційна комісія
ПЕОМ	Персональна електронно-обчислювальна машина
ДСТУ	Державний стандарт України
ККД	Коефіцієнт корисної дії
КПП	Коробка переміни передач
ОЦКП	Ортогональний центральний композиційний план

ВСТУП

Актуальність теми. На даний час забезпеченість господарств нашої країни основними видами сільськогосподарської техніки становить 40...70 %, зберігається тенденція старіння парку, зростає термін експлуатації машин та устаткування, знижується їх надійність. Високі показники надійності машин, що закладаються в процесі проектування та виробництва, можна забезпечити лише за їх правильної експлуатації та високої якості технічного обслуговування та ремонту, використання ефективних методів та засобів управління надійністю.

Дослідження надійності сучасних сільськогосподарських тракторів показує, що 20...40 % відмов посідає частку агрегатів трансмісії [2], працездатність яких значною мірою регламентують зубчасті колеса. Так при капітальному ремонті через знос і втомне руйнування вибраковується понад 60% зубчастих коліс [3].

Робота трансмісій сучасних сільськогосподарських тракторів відбувається в умовах підвищеної запиленості та великих коливань температури навколишнього повітря, і характеризується нерівномірністю навантажувального швидкісного, температурного режимів роботи та забрудненням мастила абразивними домішками [4].

Незважаючи на постійне вдосконалення засобів захисту вузлів тертя, практично не вдається запобігти попаданню абразивних частинок в зону контакту зубів, що викликають абразивне зношування. Нагромадження абразивних частинок у маслі пов'язане також із газообміном порожнини трансмісії, обумовленим зміною її температурного режиму.

Температура масла в процесі роботи агрегатів трансмісії змінюється в широких межах від початкової, що дорівнює температурі навколишнього повітря, до встановлюваного на даному навантажувально-швидкісному режимі.

Відомі конструктивні та технологічні заходи, спрямовані на підвищення зносостійкості зубчастих передач, значно вичерпали свої можливості та не забезпечують необхідного ресурсу.

У зв'язку з цим актуального значення набуває пошук нових ефективних шляхів вирішення цього питання. Для досягнення поставленої мети необхідно більше уваги приділяти експлуатаційним заходам, серед яких особливе місце належить якості та режиму мастила.

Одним із методів підвищення зносостійкості зубчастих передач тракторних трансмісій є покращення режиму їх змащення шляхом застосування раціональних температур трансмісійних масел, як у період пуску, так і в умовах рядової експлуатації. Це пов'язано з тим, що сучасні сільськогосподарські трактори не мають ефективних засобів передпускового підігріву та системи підтримки температури мастила в агрегатах трансмісії у раціональних межах, що позначається в цілому на зносостійкості їх деталей та вузлів [7,8]. Зважаючи на активний і недостатньо вивчений вплив температури олії на процеси при терті та зношуванні, впровадження методів терморегулювання в реальні технології та процеси становить значний теоретичний та практичний інтерес.

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є зниження інтенсивності зношування зубчастих передач тракторних трансмісій із застосуванням раціональних температур трансмісійних олій.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Теоретично обґрунтувати вплив об'ємної температури трансмісійного масла на інтенсивність зношування зубчастих передач тракторних трансмісій.
2. Провести лабораторні випробування за оцінкою впливу об'ємної температури масел різної в'язкості на енерговитрати на тертя і оцінці впливу експлуатаційних чинників (швидкісного для навантаження, температурного режимів роботи вузла тертя і забруднення мастильного масла абразивними домішками) на інтенсивність зношування роликівих зразків.
3. Досліджувати динаміку зміни об'ємної температури трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А в експлуатаційних умовах при різних температурах навколишнього повітря.
4. Розробити і виготовити технічні засоби забезпечення передпускового підігрівання і підтримки температури трансмісійного масла в експлуатаційних умовах в раціональних межах.

5. Провести експлуатаційні і стендові випробування трактора із застосуванням розроблених технічних засобів. За результатами стендових випробувань встановити вплив об'ємної температури трансмісійного масла на зносостійкість зубчастих передач і техніко-економічні показники роботи трансмісії трактора.

6. Визначити економічну ефективність модернізації трансмісії трактора Т-25А.

Об'єкт дослідження - процес зношування зубчастих передач тракторних трансмісій.

Предмет дослідження - залежність об'ємної температури масел різної в'язкості від енерговитрат на тертя і впливу експлуатаційних чинників.

Методи дослідження. Експериментальні дослідження проводилися у лабораторних умовах на спроектованому обладнанні. Обробка результатів здійснювалась на ПЕОМ з використанням загальноприйнятих методик обробки результатів експериментів.

Практичне значення. Практичне значення отриманих результатів роботи полягає в наступному:

- розроблено уточнену методику визначення втрат потужності у трансмісії трактора Т-25А в умовах стендових випробувань;

- проведено досліджень передпускового підігріву трансмісійної олії та її терморегулювання в умовах експлуатації трансмісії трактора Т-25А;

- запропоновані рекомендації щодо застосування пропонованих розробок, що забезпечують підвищення зносостійкості зубчастих передач та економію палива, та їх економічна оцінка.

Впровадження результатів дослідження. Результати роботи впроваджені в навчальний процес на кафедрі технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін по дослідженню динаміки зміни об'ємної температури трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А в експлуатаційних умовах при різних температурах навколишнього повітря.

Особистий внесок здобувача вищої освіти. Основні результати роботи отримані автором самостійно. Постановка проблеми і задач дослідження та їх аналіз виконаний автором спільно з керівником.

Особисто здобувачем проведено оцінку впливу основних експлуатаційних факторів на зносостійкість роликівих зразків.

Публікації. За матеріалами роботи опубліковано 2 статті у збірниках матеріалів Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та молодих науковців ЗВО «ПДУ» і Житомирського агротехнічного фахового коледжу у 2025 році.

1 АНАЛІЗ СЕРІЙНИХ СИСТЕМ МАЩЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ТРАКТОРІВ В РІЗНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ

1.1 Загальні відомості та класифікація зубчастих коліс

Найбільш поширеними у сучасному машинобудуванні серед механічних передач є зубчасті передачі, які призначені для передачі руху із відповідною зміною кутової швидкості (моменту) за величиною і напрямком. Рух передається за допомогою пари зубчастих коліс, зусилля від одного елемента зчпної пари до іншого передається за допомогою зубців, які послідовно вступають у зачеплення.

Менше із зубчастих коліс зчпної пари називають шестернею, а більше колесом. Термін «зубчасте колесо» належить як до шестерні, так і до колеса.

Застосовують зубчасті передачі в широкому діапазоні швидкостей (до 150 м/с), потужностей (до 100 тисяч кіловат) і передаточних чисел [1].

Переваги зубчастих передач:

- сталість передаточного числа;
- висока навантажувальна здатність;
- високий ККД (0,97... 0,99 для однієї пари коліс);
- малі габаритні розміри у порівнянні з іншими видами передач за рівних умов;

- велика надійність у роботі, простота обслуговування;

- порівняно невелике навантаження на вали та опори.

Недоліки:

неможливість безступінчастої зміни передаточного числа;

- високі вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- шум при великих швидкостях;
- погані амортизаційні властивості (що негативно впливає на компенсацію динамічних навантажень);
- громіздкість при великих відстанях між осями ведучого і веденого валів;
- потреба у спеціальному обладнанні та інструменті для нагрівання зубців;

- зубчаста передача не уберігає машину від можливих небезпечних перевантажень.

Види та класифікація зубчастих передач у залежності від геометричної форми робочих тіл і виду зачеплення та профілю зубів.

У залежності від розміщення валів зубчасті передачі поділяються на:

- циліндричні - при паралельних валах (рис. 1.1 ,а... 1.1 ,г);
- конічні - при валах, осі яких перетинаються (рис. 1.1, д...рис. 1.1, ж).

У залежності від розташування зачеплення, зубчасті передачі поділяються на:

- зубчасті передачі з зовнішнім зачепленням (рис. 1.1, а);
- зубчасті передачі з внутрішнім зачепленням (рис. 1.1,б).

У залежності від положення осі зуба відносно осі вала, зубчасті передачі поділяються на:

- прямозубі (рис. 1.1, а, б, д);
- косозубі (рис. 1.1, в, е);
- шевронні (рис. 1.1, г);
- кругові (рис. 1.1, ж).

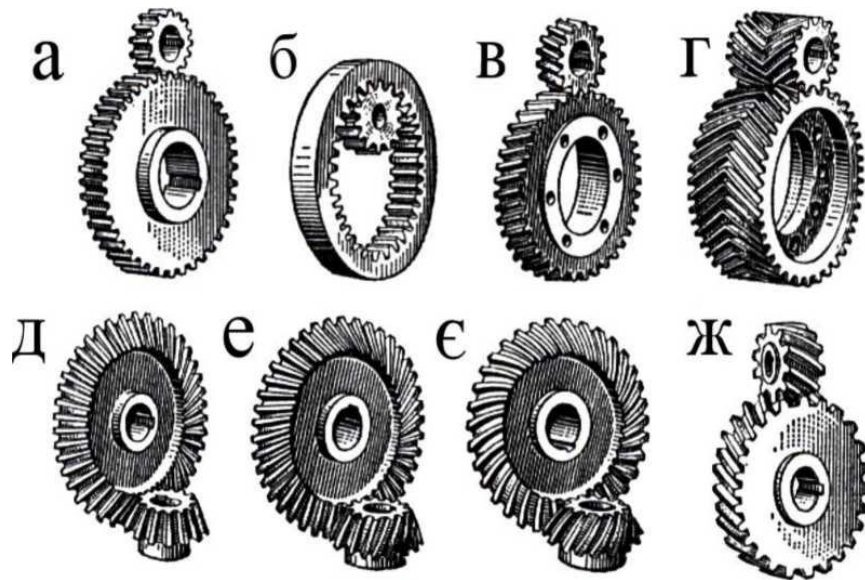


Рисунок 1.1- Види зубчастих передач: а, б, в, г - циліндричні передачі при паралельних валах; д, е, є, ж - конічні, осі яких перетинаються; а, б - зубчасті передачі з зовнішнім зачепленням та внутрішнім відповідно; а, б, д - прямозубі передачі; в, е - косо зубі; г - шевронні; ж - кругові.

1.2 Зміна технічного стану трансмісій тракторів в процесі експлуатації

Сучасні трактори досить досконалі по конструкції і мають в розпорядженні необхідні експлуатаційні якості. Важливою характеристикою якості тракторів і їх складових частин є надійність, що відбиває службові властивості цих об'єктів, які закладаються в процесі проектування і виробництва машин, реалізуються при експлуатації і поновлюються за допомогою ремонту [9].

Одним з найбільш відповідальних агрегатів трактора, лімітуючого значною мірою його надійність в цілому, являється трансмісія. Найбільш простою по конструкції і дешевою у виготовленні являється механічна трансмісія з ковзаючими шестернями, чим і пояснюється її досить широке поширення на багатьох тракторах, працюючих в сільському господарстві і промисловості [10].

Основне призначення трансмісії - передача потужності від двигуна до рушія - колеса, гусениці та ін., тобто зниження числа оборотів колінчастого валу двигуна і відповідно підвищення крутного моменту на привідних колесах трактора, і таким чином забезпечення необхідного тягового зусилля і швидкості руху трактора. Оскільки трактори призначені для роботи в широкому діапазоні тягових зусиль і швидкостей, то коробка зміни передач (КПП), трансмісії трактора має велике число сідців, а для роботи трактора на малих швидкостях трансмісія створює великі передавальні числа.

Велика складність функцій, що виконуються трансмісією трактора, визначає її значущість по відношенню до інших агрегатів. Від того наскільки правильно вирішено питання конструкції і технології виробництва трансмісії, значною мірою залежать усі основні показники трактора - його вага, безвідмовна робота, довговічність і ряд інших найважливіших показників, навіть таких, як питома витрата палива [11,12].

Незважаючи на постійне вдосконалення агрегатів трансмісій сучасних сільськогосподарських тракторів, їх надійність нині залишається недостатньо високою. Встановлено, що гаммапроцентний ресурс агрегатів трансмісії значно нижче потрібного (6000...8000 мото-годин) і складає 2847...4500 мото-годин до

капітального ремонту. Міжремонтний період експлуатації трактора відрізняється різким зменшенням ресурсу і не перевищує 50...70 % від доремонтного [13].

Вивчення статистики відмов нових і відремонтованих тракторів показало наступне: за даними в гарантійний період експлуатації відмов трансмісії і ходової системи тракторів припадає на частку до 35 % усіх відмов; згідно з даними протоколів випробувань тракторів, відмов трансмісії і ходової системи припадає на частку 29,6 % усіх відмов; дані аналізу протоколів випробувань тракторів на машиновипробувальних станціях і реєстрації їх відмов при рядовій експлуатації [2] показали, що від 20 до 40 % відмов припадає на частку агрегатів трансмісій.

Одними з основних деталей, що знижують показники надійності агрегатів тракторних трансмісій, є зубчасті колеса (ЗК). Домінуючими видами руйнувань ЗК, що починаються з поверхневих шарів, являються втомне руйнування матеріалу (вифарбовування, поломка зубів), знос, задираки і заїдання зубів, що становлять 85 % усіх відмов [15]. Згідно з даними [3,4] найбільш характерними причинами вибраковування ЗК трансмісій тракторів являються знос і поверхнєве вифарбовування робочих поверхонь зубів, а також їх торцевий знос.

За проведеними дослідженнями [20] доведено, що основним видом руйнування шестерень КПП є їх знос по товщині і довжині, а вифарбовування робочих поверхонь зустрічається значно рідше. При цьому автор стверджує, що вифарбовування починає грати роль лише в самому кінці терміну служби агрегату, тобто вифарбовування може не наставати впродовж необмежено довгого часу, якщо контактна напруга не перевищує межу втоми матеріалу поверхневих шарів, що відповідає цим умовам експлуатації [21].

Експлуатація трансмісій тракторів неминуче відбувається в умовах підвищеної запиленої навколишнього повітря. При роботі трансмісії в запилених умовах частки пилу потрапляють всередину картера головним чином в результаті температурного перепаду тиску повітря між внутрішньою порожниною картера і зовнішнім середовищем.

В результаті механічного і гідравлічного тертя агрегат нагрівається, збільшується тиск повітря усередині картера, внаслідок чого частина повітря виходить назовні. У момент охолодження агрегатів (зупинка машини або робота з

меншим навантаженням) тиск в картері падає, і забруднене повітря через сапун і нещільність проникає всередину трансмісії [12]. Забруднення трансмісійного масла абразивом багато дослідників вважають найбільш шкідливим явищем процесу експлуатації трансмісій сільськогосподарських тракторів.

Відомо, що абразивне зношування - це механічне зношування матеріалу в результаті різальної або дряпаючої дії твердих тіл або твердих часток [4]. В умовах абразивного зношування терміни служби машин скорочуються від 2 до 10 разів.

У експлуатаційних умовах спостерігається значний розкид кількості абразиву в трансмісійному маслі не лише для різних моделей тракторів, але навіть для тракторів однієї моделі, працюючих в приблизно однакових умовах господарства [4].

Забруднення трансмісійного масла тракторів Т-25А механічними домішками в результаті газообміну порожнини трансмісії з довкіллям досягає 0,3 % (по масі). За даними [3] концентрація цих домішок складає 0,72 %.

Приведені результати досліджень дають основу стверджувати, що забруднення трансмісійного масла абразивом, а, отже, абразивне зношування деталей, залежить як від міри герметичності, так і від конструктивних особливостей трансмісії трактора.

На думку ряду дослідників [12] абразивні домішки скорочують термін служби тракторних трансмісій з наступних причин: зношування цементованого шару робочих поверхонь зубів ЗК; різкого прискорення вифарбовування робочих поверхонь зубів ЗК; прискореного зношування підшипників; порушення зачеплення шестерень, працюючих на валах зі зношеними підшипниками, що призводить до зниження здатності навантаження через перекося валів; втрати працездатності ущільнень валів, що обертаються, через зношування опорних підшипників.

Таким чином, основним видом зношування деталей, у тому числі і ЗК, трансмісій являється абразивне зношування, що обумовлено якістю ущільнень і умовами експлуатації тракторних трансмісій.

1.3 Аналіз чинників, що впливають на інтенсивність зношування зубчастих передач тракторних трансмісій

Зубчасті передачі відносяться до кінематичних пар тертя кочення з прослизанням. Тому усі основні закономірності абразивного зношування, отримані при терті кочення, з прослизанням можуть бути застосовані в дослідженні зубчастих передач [7].

Абразивне зношування характеризується наявністю мікропластичних деформацій і зрізанням металу поверхневих шарів деталей, що труться, твердими абразивними частками, що знаходяться між поверхнями тертя.

При цьому протікання процесу не залежить від проникнення абразивних часток на поверхню тертя: чи потрапляють ці частки ззовні або вони утворюються на поверхнях при терті (засмічення масла абразивними продуктами зносу поверхонь, що труться, і окислення масла, а також його карбонізують (у разі роботи при високих температурах) [11].

Основні чинники, що впливають на величину абразивного зношування, можна розділити на чотири групи [7]:

- характеристики абразивного середовища;
- властивості матеріалів поверхонь, що сполучаються;
- кінематичні і геометричні показники сполучення;
- режим роботи сполучення.

Дослідження, проведені автором, в основному спрямовані на вивчення закономірностей формування зносу профілів зубів ЗК, у яких матеріал поверхонь зубів і умови дії абразиву відомі. Проте при цьому в різній мірі доводиться враховувати вказані чинники. Тому коротко розглянемо їх вплив на величину зносу.

Абразивне середовище характеризується концентрацією, розмірами і механічними властивостями абразивних часток. Зі збільшенням концентрації абразивних часток, що потрапляють в проміжок сполучень, що труться, їх знос збільшується. Залежність зазвичай лінійна або близька до лінійної [8,9]. Збільшення розміру абразивних часток, при однаковій масовій долі їх в маслі,

призводить до підвищення інтенсивності зношування деталей, причому тільки до певного розміру зерна [10]. Пояснюється це тим, що зі збільшенням розміру зерна зменшується механічна міцність абразивних часток, що призводить до зниження інтенсивності зношування зубів.

Ряд дослідників констатує зв'язок зносостійкості з твердістю матеріалу. Якщо твердість абразивних часток значно вища за твердість зношуваної сталі, то знос не залежить від різниці твердостей сталі і абразиву. Якщо ж твердість сталі близька до твердості абразиву, то зменшення цієї різниці призводить до зниження інтенсивності зношування. Якщо сталь твердіша за абразив, то знос малий і тим менше, чим відмінність в твердостях більше [11]. Великий вплив на опір абразивному зношуванню чинять склад і термообробка (загартування, відпустка і тому подібне) матеріалу.

На зношування деталей сполучень, що труться, за наявності в контакті абразивних часток значний вплив робить міру прослизання. У елементів пар тертя кочення (зубчастих, фрикційних передач, підшипників кочення) знос лінійно збільшується з ростом прослизання.

Наслідком інтенсивного дроблення абразивних часток в контакті зубчастих передач є дуже слабка залежність зносу від зовнішнього навантаження (у області великих навантажень), оскільки напруга в контакті визначається механічною міцністю часток [11]. У області невеликих тисків зношування значно підвищується з ростом зовнішнього навантаження. Зношування росте пропорційно навантаженню в мірі більшої одиниці. Це очевидно можна пояснити тим, що знос визначається не лише числом контактів, але і характером процесів, що протікають на контактах, причому характер цих процесів істотно залежить від тиску.

Одним з чинників, що найрізкіше впливає на трибологічні процеси, є температура. Вона може докорінно змінити характер взаємодії поверхонь, привести до утворення різних плівок, структурних змін матеріалів і т. д. Саме з певними значеннями температури на поверхні тертя прийнято зв'язувати процеси втрати мастильною плівкою розділових властивостей, як і здатність хімічних елементів, що містяться в маслах, утворювати захисні шари. З ростом

температури різко інтенсифікуються фізико-хімічні процеси в поверхневих шарах контактуючих деталей, що впливають на їх зносостійкість і довговічність.

Температура поверхонь, що труться, в зоні контакту (t_n) є сумою температур:

$$t_n = t_o + t_s, \quad (1.1)$$

де t_o - об'ємна температура тіл, що труться (ЗК), яка при стаціонарному тепловому режимі: практично дорівнює об'ємній температурі масла (t_m), °С.

t_s - температура спалаху, °С.

Коли говорять про вплив температури на працездатність пар тертя, то частіше за мають на увазі температурний спалах, що знаходиться в прямій залежності від швидкісних для навантаження режимів. Тут спостерігається відносна одноголосність: підвищення температури збільшує інтенсивність зношування і небезпеку заїдання поверхонь, що труться.

Питанню впливу об'ємної температури масла на зносостійкість і довговічність деталей машин, зокрема (ЗК), в процесі прироблення і умовах експлуатації, присвячено значно менше робіт.

Таким чином, об'ємна температура масла є одним з експлуатаційних чинників (швидкісний для навантаження, температурний режими роботи, забруднення мастильного масла абразивними домішками), що чинять значний вплив на зносостійкість зубчастих передач тракторних трансмісій [11], причому цей чинник є найменш вивченим із заходів експлуатаційного напрямку зниження інтенсивності зношування зубчастих передач трансмісій тракторів. Тому доцільно розглянути вказаний чинник найдетальніше.

1.4 Температурні умови роботи трансмісійних масел

Трансмісійні масла використовують в КПП, провідних мостах, бортових передачах, роздавальних коробках, а також в інших агрегатах трансмісій. Усі ці агрегати є зубчастими передачами: циліндричні, конічні, гіпоїдні та ін. Основне призначення трансмісійних масел: зниження зносу сполучень, що труться, зменшення витрат енергії на подолання тертя, відведення теплоти від деталей і оберігання їх від корозії. Вони також знижують дію ударних навантажень,

зменшують шум і вібрацію шестерень, ущільнюють проміжки в сальниках і різних сполуках [12].

Трансмісійні масла працюють в специфічних умовах. Поверхні деталей зубчастих передач, що труться, піддаються дії високих питомих навантажень-до 1500...2000 МПа, гіпоїдних більше 2500 МПа. Фактичні швидкості відносного ковзання поверхонь зубів циліндричних і конічних передач, що труться, складають на вході в зачеплення зазвичай 1,5... 3,0 м/с.

Робоча температура масла в агрегатах трансмісії змінюється в широких межах. Автори [14] вказують, що при оцінці температурних режимів роботи масла в агрегатах трансмісії необхідно розрізняти три найбільш характерних робітників температури:

- мінімальну - у момент початку роботи агрегату після тривалої перерви, рівну найбільш низькій температурі навколишнього повітря;
- максимальну - що найчастіше зустрічається під час роботи агрегату при максимальній температурі навколишнього повітря;
- середньоексплуатаційну - найбільш вірогідну під час роботи агрегату за увесь період експлуатації.

Кожна з цих температур є функцією ряду змінних. Мінімальна температура масла в агрегатах трансмісії залежить від району експлуатації і пори року. Температура навколишнього повітря впродовж року коливається в широких межах, і для однієї і тієї ж місцевості різниця температур в зимовий і літній періоди досягає 40...60 °С.

Максимальна і середньоексплуатаційна температури, окрім вказаних двох чинників, залежать також від умов роботи, типу і марки машини і інтенсивності її експлуатації. Найбільший інтерес з точки зору раціональної експлуатації машинно-тракторного парку представляє середньоексплуатаційна температура трансмісійного масла.

Результати досліджень і досвід експлуатації машинно-тракторного парку свідчать, що температурний режим роботи агрегатів трансмісії визначається їх конструкцією, природно-кліматичними умовами (температура навколишнього повітря, напрям і сила вітру, рельєф і фон місцевості), швидкісним для

навантаження режимом роботи і швидкістю пересування машини, а також в'язкісно-температурними властивостями вживаного масла.

Найбільш суттєвим чинником, на думку авторів [3], що впливає на температурний режим масла в трансмісіях тракторів, температура навколишнього повітря. В той же час відзначається, що на інтенсивність процесу теплопередачі істотну роль робить також вітер. У роботі [11] вказано, що низькі температури навколишнього повітря з вітрами чинять більшу дію на температурний режим вузлів машин, чим одні тільки негативні температури.

Оцінюючи вплив температури навколишнього повітря і вітру на тепловий стан вузлів трансмісії трактора ДТ-75, вводить поняття "Еквівалентна температура", яка враховує одночасну дію двох чинників, що охолоджує : температури навколишнього повітря і швидкості вітру на сталу температуру масла працюючого механізму.

Авторами джерела [8], встановлено, що в умовах низьких температур, стала температура масла в агрегатах трансмісії залежить, в основному, від температури і швидкості навколишнього повітря, що обдуває агрегат, де від суворості клімату.

Значною мірою температурний режим трансмісії залежить також від швидкісного для навантаження режиму її роботи, оскільки масло в агрегатах трансмісії трактора нагрівається в основному за рахунок тепла, що виділяється в зубчастих парах при передачі крутного моменту, перемішування і дроселювання масла, тобто при мастилі картера нагріваючи масла відбувається в результаті барботування масла зубчастими колесами і миттєвих "температурних спалахів" в зоні контакту зубів [14].

Інтенсивність розігрівання і величина сталої температури масла в агрегатах трансмісії трактора при цій температурі навколишнього повітря тим більше, чим вище передача, більше навантаження і в'язкість масла, менше швидкість вітру [18].

Згідно з експериментальними даними ряду дослідників [10], а також даним, отриманим авторами [7], для деяких марок тракторів (Т-4, ДТ-75, МТЗ-80, МТЗ-50, Т-16М, Т-25А) встановлено, що температура масла в агрегатах трансмісій вказаних тракторів в різних умовах експлуатації змінюється в широких межах.

Трансмісійне масло при цьому нагрівається зі змінною інтенсивністю. Біля однієї третини приросту температури доводиться на перші 30...50 хвилин роботи машини. Час безперервної роботи трактора до настання сталої температури масла при роботі під навантаженням складає 2...4 години, без навантаження на 1,5... 2,0 години більше. Інтервал сталої температури масла для цих марок тракторів складає 20... 90 °З в умовах зимової і літньої експлуатації відповідно. Різниця сталої температури масла і температури навколишнього повітря знаходиться в межах 30...70 °С.

Найбільш характерними температурними режимами при зимовій експлуатації трансмісій тракторів Т-4 являються температури 0...+35 °С.

У роботі [9] вказується, що найбільш раціональними температурними режимами експлуатації тракторів типу "Білорусь" являються температури діапазону 0...+40 °С. Подальше зниження температури трансмісії, з пуском її в роботу без попереднього підігрівання, веде до значного росту додаткових витрат засобів для виконання одиниці роботи.

Тривалість безперервної роботи трактора зазвичай не перевищує 3,0...3,5 години, після чого він зупиняється і температура масла в його агрегатах знижується до рівня, залежного від тривалості простою і погодних умов, а потім, при роботі знову піднімається і так далі.

На транспортних роботах при негативних температурах навколишнього повітря велика вірогідність роботи агрегатів трансмісії з температурою масла нижче 0°С. Значний час (причому на усіх видах робіт) температура масла в агрегатах не піднімається вище + 10°С. Таким чином, при сталій температурі агрегати трактора практично не працюють, фактична температура масла нижче сталою максимальною і є випадковою величиною [8].

Великий діапазон зміни температури трансмісійного масла в сільськогосподарських тракторах [3] пояснюється різним об'ємом масла в агрегатах трансмісії порівняно з величиною передавальної потужності і пропонує використовувати для оцінки температурного режиму роботи масла оцінний показник коефіцієнт маслонапруженості (коефіцієнт напруженості роботи масла (M)) :

$$M = \frac{\kappa_c \cdot N_e}{V_m}, \quad (1.2)$$

де N_e - величина передаваної потужності, кВт;

V_m - об'єм масла в трансмісії, л;

κ_c - коефіцієнт, що характеризує спосіб мастила деталей
(для мастила картера $\kappa_c = 1,0$).

Таким чином, що оскільки поверхня агрегатів трансмісій колісних тракторів, що охолоджує, більша, умови охолодження навколишнім повітрям (конвекція) кращі, то в колісних машинах завищений об'єм масла, що заливається в агрегати трансмісії, в порівнянні з гусеничними тракторами.

Запропонований [10] коефіцієнт маслонапруженості характеризує, в основному, температурний режим роботи трансмісійного масла. З урахуванням енергетичних втрат, що характеризують тепловиділення в трансмісії, і теплорозсіваючої здатності механізму цей коефіцієнт може бути представлений у вигляді коефіцієнта температурної напруженості роботи трансмісійного масла [12]:

$$\kappa_t = \frac{N_e \cdot (1 - \eta_t)}{\kappa \cdot F \cdot V_m}, \quad (1.3)$$

де N_e - величина передаваної потужності, кВт;

η_t - коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії;

κ - коефіцієнт теплопередачі, кДж/с·м²·град;

F - поверхня теплопередачі трансмісії, м²;

V_m - об'єм масла, л.

Результати досліджень [3] свідчать про вищу температурну напруженість роботи масла в трансмісіях гусеничних тракторів в порівнянні з колісними. Очевидно тому примусова система мастила деталей трансмісій рекомендується, в основному, для гусеничних тракторів.

Температура трансмісійного масла чинить значний вплив на умови мастила зубчастих передач і працездатність масла в агрегатах трансмісій тракторів. Підвищення температури призводить до прискорення старіння масла. За даними

[14] температура масла в агрегатах трансмісії не має бути високою. Далі він відмічає, що при зростанні температури масла на 10°C його старіння прискорюється приблизно в два рази, охолодження ж масла нижче 40°C сильно підвищує схильність емульгуватися з водою.

Крім того, зниження температури трансмісійного масла, внаслідок низької температури навколишнього повітря, призводить до зміни його фізико-механічних властивостей, що проявляється, в основному, в різкому збільшенні його в'язкості. Підвищена в'язкість масла, обумовлена низькою температурою, призводить до різкого погіршення мастила поверхонь, що труться, внаслідок чого відбувається підвищений знос сполучень із-за порушення товщини мастильної плівки і великої напруги, що виникають в корпусних деталях. Змінюються міжцентрові відстані в КПП, створюються додаткові навантаження на зуби коліс. Висока в'язкість масла також значно зменшує ККД трансмісії, внаслідок збільшення барботажних і фрикційних втрат потужності у вузлах тертя, що істотно знижує паливну економічність роботи трактора [3].

Особливо великі втрати потужності і знос деталей трансмісії в період пуску машин і в перші години роботи. Встановлене [19], що при високій в'язкості трансмісійних масел від дії низьких температур втрачається більше 50 % потужності двигуна і в 1,5...2,0 рази збільшується знос деталей в порівнянні з їх зносом при експлуатації в літніх умовах.

В окремих випадках мастило загусає так сильно, що часто неможливе або дуже скрутне чіпання машини з місця і її рух.

За даними [11] при пониженні температури масла з $+20$ до -20°C інтенсивність зношування зубів ЗК зростає, щонайменше, удвічі, а при пониженні до -30°C - вчетверо. Навпаки, при підвищенні температури з області її негативних значень інтенсивність зношування поступово сповільнюється і потім стабілізується [8]. Про практичну стабілізацію властивостей проти зносу трансмісійних масел з підвищенням температури свідчать результати їх випробувань на чотирьохкульковій машині тертя по ДСТУ 19490-95. Стабілізація інтенсивності зношування намічається при температурі масла $70...80^{\circ}\text{C}$ і

температурі навколишнього повітря 30...40°C. Темп зносу після стабілізації складає 0,15...0,25 мкм за цикл [12].

Підтвердженням цьому служать дані [6], де вказується, що залежність зношування зубів коліс від в'язкості масла носить екстремальний характер. У умовах, типових для агрегатів трансмісії автомобіля, у міру зменшення робочої в'язкості масла знос зубів ЗК поступово знижується до певного значення. Це пояснюється кращим вступом малов'язкого масла в зону тертя, повнішим тепловідводом і інтенсивнішим видаленням продуктів зносу від поверхонь, що труться. Після досягнення в'язкості 10...20 мм²/с і знос починає швидко зростати, що пов'язано з порушенням гідродинамічного режиму мастила, і значним зниженням товщини мастильного шару, що розділяє поверхні тертя, і його міцності [11]. Для створення оптимального експлуатаційного режиму мастила ресурсовизначаючих деталей трансмісій тракторів необхідно застосовувати мастильні композиції, що складаються з масла з пологою в'язкісно-температурною кривою і серофосфорсодержащими присадками.

Температура вживаної мастильної композиції повинна підтримуватися на рівні 65...70 °С для кожного конкретного базового масла.

За даними [10] підтримка раціональних температур (55...65 °С) масла ТМ-3-18 (ТАп-15В), з добавкою 6% по масі порошку капрону, дозволяє інтенсифікувати прироблення зубчастих зачеплень КПП тракторів класів 14...40 кН. Це забезпечується шляхом форсування режимів ($M_{кр}$ 50...75 % від номінального) навантажень, не допускаючи ушкодження робочих поверхонь зубів, при мінімальному прирабочном зносі і найменшій їх шорсткості.

Досліджено, що температура масла в корпусі КПП чинить значний вплив на інтенсивність ударних процесів в зубчастій передачі. Тому технологія вібраційного діагностування повинна передбачати контроль температури масла в корпусі КПП. Зі збільшенням її вище 36 °С настає стабілізація вібраційних сигналів в зубчастій передачі, і тому температура масла при діагностуванні не має бути нижче за вказану.

В'язкісно-температурні властивості трансмісійного масла чинять значний вплив на тісно пов'язані між собою втрати потужності: і ККД трансмісії, які, у свою чергу, пов'язані з витратою палива трактором [14].

Вивчення витрат потужності на привід трансмісії трактора ДТ-75 на спеціальній установці, що складається з чотирьох трансмісій, працюючих по замкнутому силовому контуру з терморегулюванням масла [8], показало, що до 30°C відбувається інтенсивне споживання потужності, яка стабілізується в інтервалі 30...60°C і складає 10...12 кВт. При подальшому підвищенні температури масла спостерігається поступове збільшення витрат потужності. При температурах - 5-10°C витрати потужності на привід збільшуються на 5...7 кВт, тобто на 60...70 %.

Особливо різке збільшення втрат потужності, за даними [13], спостерігається в ділянці температур масла нижче 40 °C. З підвищенням температури масла втрати зменшуються, а при температурах 60...80 °C і зниження їх незначне. Проте подальше підвищення температури призводить до різкого погіршення фізико-хімічних властивостей і старіння масла [22].

Сумарні втрати при роботі трактора у кращому разі дорівнюють 20 % від потужності, що розвивається двигуном, причому до 30 % від сумарних втрат доводиться на трансмісію [16], що є дуже істотною величиною. Великі втрати потужності і низький ККД трансмісії при високій в'язкості масла, обумовленою низькою температурою, істотно знижують паливну економічність роботи трактора.

За рахунок зниження в'язкості мастильного матеріалу економія пального може досягати теоретично 11 % [12]. Зниження в'язкості мастильного матеріалу КШІ може довести економію пального до 5 % [4]. Аналізуючи вищесказане можна зробити висновок, що, залежно від умов роботи вузла тертя, зниження інтенсивності зношування зубчастих передач тракторних трансмісій і підвищення техніко-економічних показників їх роботи може бути досягнуте шляхом регулювання в'язкості масел або застосуванням їх раціональних температурних режимів.

Рекомендації багатьох дослідників по раціональних температурних режимах обкатки, діагностування і експлуатації трансмісій тракторів досить суперечливі і вимагають уточнення.

Як видно з приведеного огляду досліджень, питання температурного режиму агрегатів трансмісії є дуже актуальними і вимагають свого дослідження і рішення. Аналіз результатів випробувань трансмісій сільськогосподарських тракторів різних марок дозволяє зробити наступне узагальнення: серійні системи мастила механічних трансмісій тракторів в експлуатаційних умовах (особливо при низьких температурах навколишнього повітря) не забезпечують оптимальний температурний режим роботи вузлів тертя, що позначається на зносостійкості їх деталей і вузлів, і техніко-економічних показниках роботи трансмісії. Для економічної експлуатації тракторних трансмісій, окрім підвищення експлуатаційно-технічних вимог до трансмісійних масел і правильного їх підбору: необхідно поліпшити режим мастила трансмісій.

1.5 Способи поліпшення режиму мастила зубчастих передач тракторних трансмісій

Аналіз раніше виконаних досліджень показав, що економічна робота трансмісії трактора можлива тільки при оптимальному тепловому режимі. Сучасні сільськогосподарські трактори не мають системи терморегулювання масла в агрегатах трансмісії [8]. Її відсутність позначається в основному при експлуатації тракторів в зимовий час.

На більшій частині території нашої країни (96...97 % площ) середня місячна температура навколишнього повітря знаходиться в межах ± 20 °C, причому при температурі - 20 °C понад чотири місяці в році експлуатується 65 % тракторного парку [6].

Головними причинами, погіршуючими працездатність і такими, що визначають особливості функціонування агрегатів трансмісії трактора в холодну пору року, є наступні [16]:

- висока в'язкість трансмісійного масла в початковий період роботи, що визначає погіршення пускових якостей трансмісії, а також порушення режиму мастила вузлів і механізмів;

- велика тривалість прогрівання трансмісійного масла до експлуатаційних температур;

- низьке значення сталого теплового режиму основних функціональних систем трансмісії.

Як показало узагальнення досвіду, в умовах сільськогосподарського виробництва представляється можливим здійснити наступні способи поліпшення режимів мастила : перед зимовими роботами підбирати для використання масла з поліпшеними експлуатаційними властивостями, робити підігрівання і підготовку масел перед початком роботи і підтримувати оптимальні режими мастила безпосередньо при експлуатації [15].

Найкращим вирішенням питання необхідно вважати застосування масел з положою вязкостно-температурної характеристикою (масла на мінеральній малов'язкій і синтетичній основах). Проте використання масел з поліпшеними низькотемпературними властивостями ефективно в основному тільки в період пуску і на початку роботи.

Поліпшення режиму мастила при експлуатації підтримкою оптимальних навантажень і швидкісного режимів роботи механізмів у поєднанні з підвищенням коефіцієнта змінності і збільшенням завантаження трансмісії впродовж робочого дня є малоперспективним зважаючи на специфічність зимових видів робіт. Але все таки при правильній їх організації він дозволяє дещо поліпшити режим мастила.

Зберігання трактора в міжзмінний час в теплому гаражі значно знижує швидкість охолодження агрегатів трактора і на початок зміни температура масла в агрегатах трансмісії дещо вищий за температуру в приміщенні. При цьому забезпечується легкий пуск трактора в роботу, значно покращуються умови праці механізаторів, підвищується продуктивність.

Дуже ефективно утеплення картерів машин теплоізоляційними матеріалами, але це завдання технічно важко здійснено, оскільки чохла утеплювачів картерів трансмісій працюють в тяжких умовах і тому дуже ненадійні в експлуатації .

З небагатьох способів підігрівання трансмісійного масла слід зазначити наступні: вихлопними газами пускового і основного двигунів, гарячим повітрям, теплом інфрачервоних променів, дроселюванням, електронагрівними елементами [11].

Розігрівання трансмісій газами двигуна, що відпрацювали, не знайшло широкого поширення, оскільки на початку роботи двигуна вихлопні гази мають дуже низьку температуру і розігрівання відбувається дуже довго.

Розігрівання трансмісій гарячим повітрям досить ефективно, просте і доступне. Водоповітряний підігрівач може розігрівати відразу шість машин. З його допомогою нагрівається масло в картерах двигуна, КПП задньому мосту.

Масло розігривають гарячим повітрям з температурою 300...350 °С [9]. Основними недоліками цього способу є необхідність придбання додаткового устаткування і значні витрати на паливно-мастильні матеріали.

Висновки і завдання дослідження

На підставі аналізу літературних джерел можна зробити наступні висновки:

1. Надійність агрегатів трансмісій сучасних сільськогосподарських тракторів нині залишається недостатньо високою. На їх частку доводиться 20...40 % усіх відмов. Одними з основних деталей, що знижують показники надійності агрегатів тракторних трансмісій, є зубчасті колеса (ЗК). Найбільш характерними причинами вибраковування ЗК трансмісій тракторів являються знос і поверхневе вифарбовування робочих поверхонь зубів, а також їх торцевий знос. На частку ЗК, що вибраковуюються по товщині зуба, доводиться велика частина - до 34,5 %.

2. Основним видом зношування зубчастих передач трансмісій сільськогосподарських тракторів є абразивне зношування, що обумовлено якістю ущільнень і умовами експлуатації трансмісій.

3. Умови роботи трансмісійного масла в зубчастих передачах визначаються наступними чинниками: питомим тиском в зоні контакту зубів, швидкістю відносного ковзання поверхонь зубів, температурним режимом роботи масла і

концентрацією абразивних домішок в маслі.

4. Робоча температура масла в агрегатах трансмісії змінюється в широких межах. Найбільш суттєвим чинником, що впливає на температурний режим роботи масла в трансмісіях тракторів, є температура навколишнього повітря.

5. Серійні системи мастила механічних трансмісій тракторів в експлуатаційних умовах (особливо при низьких температурах навколишнього повітря) не забезпечують оптимальний температурний режим роботи вузлів тертя.

6. Багато дослідників вважають температуру масла чинником, що найбільш сильно впливає на зносостійкість змащуваних з'єднань, зокрема зубчастих передач, а також на техніко-економічні показники роботи трансмісії, проте відомостей про реалізацію методів терморегулювання при експлуатації агрегатів трансмісій дуже мало.

7. Найбільш прийнятним і раціональним способом підігрівання трансмісійного масла є електропідігрів, що забезпечує можливість передпускового підігрівання масла і його терморегулювання в процесі експлуатації трансмісії трактора.

На підставі вищевикладеного і відповідно до поставленої мети, намічено рішення наступних завдань :

1. Теоретично обґрунтувати вплив об'ємної температури трансмісійного масла на інтенсивність зношування зубчастих передач тракторних трансмісій.

2. Провести лабораторні випробування за оцінкою впливу об'ємної температури масел різної в'язкості на енерговитрати на тертя і оцінці впливу експлуатаційних чинників (швидкісного для навантаження, температурного режимів роботи вузла тертя і забруднення мастильного масла абразивними домішками) на інтенсивність зношування роликівих зразків.

3. Досліджувати динаміку зміни об'ємної температури трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А в експлуатаційних умовах при різних температурах навколишнього повітря.

4. Розробити і виготовити технічні засоби забезпечення передпускового підігрівання і підтримки температури трансмісійного масла в експлуатаційних умовах в раціональних межах.

5. Провести експлуатаційні і стендові випробування трактора із застосуванням розроблених технічних засобів. За результатами стендових випробувань встановити вплив об'ємної температури трансмісійного масла на зносостійкість зубчастих передач і техніко-економічні показники роботи трансмісії трактора.

6. Визначити економічну ефективність модернізації трансмісії трактора Т-25А.

2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕРМОРЕГУЛЮВАННЯ ТРАНСМІСІЙНИХ МАСЕЛ ДЛЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРНИХ ТРАНСМІСІЙ

Проблема підвищення зносостійкості деталей машин має первинне значення для економії металів, трудових витрат і підвищення ефективності використання машинно-тракторного парку. Втрати засобів в машинобудуванні розвинених країн внаслідок тертя і зносу досягають 4...5 % національного доходу. За оцінками фахівців, опір тертю поглинає у всьому світі 30...40 % енергії, що виробляється впродовж року, і для його зниження витрачається більше 100 млн. т. мастильних матеріалів. При цьому 80...90 % відмов машин відбувається через зношування вузлів і деталей, їх ремонт зайнято близько 30 % загального числа працюючих і витрачається п'ята частина усього металу, що виплавляється.

В результаті зношування відбувається зниження ККД, економічності, надійності машин, погіршуються їх динамічні характеристики [11].

Зносостійкість і здатність зубчастих передач, що несе, залежать від досконалості їх конструктивного виконання (тобто науковій обгрунтованості проекту і якості виготовлення), відповідності експлуатаційних режимів роботи проектним і дотримання правил експлуатації. Усебічна обгрунтованість конструктивних рішень (включаючи вибір умов мастила) є основним засобом оптимізації зубчастого приводу [10].

Для мастила зубчастих передач тракторних трансмісій використовують трансмісійні масла, основною метою застосування яких є зменшення витрат енергії на подолання тертя і зниження зносу сполучень [12]. Крім того, масла відводять тепло від контактуючих деталей. При цьому вони повинні мати високі антиокислювальні, антикорозійні, захисні і інші властивості, добре поєднуватися з матеріалами ущільнень і тому подібне [6].

Для зниження інтенсивності зношування зубчастих передач тракторних трансмісій практично важливі усі шляхи: використання контактної гідродинамічного ефекту, легування мастильних масел присадками, оберігання їх від забруднень в процесі експлуатації і тому подібне. Проте

розвиток теорії і практики використання присадок до масел не повинен послабляти уваги до ефективного використання гідродинамічної здатності, що несе, масел - найбільш універсального, надійного і економічного засобу зниження зносу [10].

2.1 Вплив температури трансмісійного масла на товщину мастильного шару в зоні рідинного мастила

Мастильні масла істотним чином впливають на режим тертя робочих поверхонь зубів ЗК. Масляна плівка зменшує зовнішнє тертя, полегшує пластичну деформацію поверхневих шарів металу, збільшує площу контакту, сприяє рівномірному перерозподілу навантаження. Мастильний матеріал чинить вирішальний вплив на характер і швидкість протікання фізичної і хімічної адсорбції на поверхнях тертя. Усе це визначає вид зносу і характер пошкоджень робочих поверхонь зубів ЗК [14].

Ідеальний режим тертя характеризується повною відсутністю зносу і мінімальними значеннями коефіцієнта тертя. Цим умовам найбільшою мірою відповідає режим рідинного тертя, коли поверхні, що труться, розділені шаром масла, мінімальна товщина якого (h_{min}) перевищує суму висот найбільших нерівностей обох поверхонь (R_{z1} , R_{z2}):

$$h_{min} > (R_{z1} + R_{z2}) \quad (2.1)$$

При режимі рідинного тертя, тобто в умовах рідинного мастила, при якому повний розподіл поверхонь тертя деталей здійснюється рідким мастильним матеріалом [14], знос можливий тільки під дією тиску, що передається через масляний шар.

Тим самим різко обмежуються можливі види зносу в якісному і кількісному стосунках [11].

Таблиця 2.1 - Зміна товщини мастильного шару в зачепленні зубчастих коліс п'ятої передачі трактора Т-25А залежно від температури масла

№ з/п	Температура трансмісійного масла (t_M), °С	Товщина масляної плівки (h_o), мкм
1	30	10,12377
2	40	5,05908
3	50	2,62771
4	60	1,46763
5	70	0,91984
6	80	0,66471
7	90	0,54729
8	100	0,49333
9	110	0,46806
10	120	0,45561

Об'ємна температура масла змінює його в'язкість, що призводить до значних різниць товщини масляної плівки навіть в невеликому інтервалі температур. Так, при зміні температури масла від 30 до 120 °С (див. табл. 2.1.) товщина масляної плівки зменшилася в 22,2 рази. Особливо різке зменшення товщини масляної плівки спостерігається при збільшенні температури масла до 70 °С, надалі це зменшення незначне. Такий характер залежності товщини мастильного шару від температури можна пояснити зміною в'язкості масла зі зміною температури.

Тому, змінюючи температуру масла, можна домагатися встановлення в зубчастому контакті масляної плівки, товщина якої співпадає з параметрами шорсткості контактуючих зубів, яка для прироблених ЗК за даними [10] складає: $R_a = 0,52...1,06$ мкм.

Товщина плівки мастильного матеріалу в циліндричних зубчастих передачах за даними [12] складає 0,6...1,2 мкм. При товщині мастильної плівки, що не перевищує 0,1...0,2 мкм спостерігається граничне тертя, тобто тертя в умовах граничного мастила, при якому тертя і знос між поверхнями, що знаходяться у

відносному русі, визначається властивостями поверхонь і властивостями мастильного матеріалу, відмінними від об'ємної в'язкості [14].

Аналізуючи ці таблиці 2.1, можна констатувати, що в досліджуваному інтервалі температур має місце як рідинне тертя, так і тертя в умовах напіврідинного (змішаною) мастила, при якому здійснюється частково гідродинамічна, частково гранична мастила. У зв'язку з цим важлива шорсткість поверхонь, що виникає в процесі їх зношування і змінює первинну шорсткість від обробки [11]. Отже, на можливість переходу до рідинного мастила по усій площі поверхні, що зношується, значний вплив робить якість її прироблення.

Таким чином, в умовах гідродинамічного тертя, тобто в умовах гідродинамічного мастила - рідинного мастила, при якому повний розподіл поверхонь тертя здійснюється в результаті тиску, що створюється в шарі рідини при відносному русі поверхонь [14], температура масла є чинником, що найбільшою мірою впливає на товщину мастильного шару.

2.2 Вплив температури трансмісійного масла на основні трибологічні характеристики

Зубчасті передачі працюють в умовах тертя кочення з прослизанням, тобто при терті руху двох дотичних тіл при одночасному терті кочення і ковзання в зоні контакту, при цьому вони піддаються зношуванню.

Під зношуванням розуміють процес відділення матеріалу з поверхні твердого тіла і (чи) збільшення його залишкової деформації при терті, що проявляється в поступовій зміні розмірів і (чи) форми тіла [14]. Кількісною характеристикою зношування є знос, що оцінюється одиницями довжини, об'єму або маси.

Основні трибологічні характеристики (інтенсивність зношування (J) і коефіцієнт тертя (f)) залежать від фізико-хімічного стану контактуючих матеріалів і умов їх роботи: величини навантаження, швидкості переміщення, робочої температури, властивостей робочого середовища. Для усіх матеріалів існує діапазон вказаних величин, в якому значення f і J набагато нижчі, ніж поза цим діапазоном.

Це явище результат структурної пристосовності матеріалів, що полягає в перебудові структури поверхневого шару в енергетично вигідну для цих умов вантаження. При цьому взаємодія тіл, що труться, і робочого середовища локалізується в тонкому шарі, особливим структурно-фазовим станом (шар "вторинних" структур), що характеризується. Цей шар захищає основний матеріал від руйнування. Зовнішні механічні дії незмінно руйнують шар "вторинних" структур, але паралельно йде процес його освіти. Таким чином, спостерігається динамічна рівновага процесів руйнування і утворення "вторинних" структур. Явище структурної пристосовності знайшло пояснення у рамках структурно-енергетичної теорії тертя, розробленої на основі термодинаміки безповоротних процесів [19].

Нормальне механіко-хімічне зношування відбувається при реалізації структурної пристосовності. Нормальне зношування включає комплекс явищ, пов'язаних з деформацією, тестуванням що найтонших поверхневих шарів металу, їх взаємодією з хімічними активними компонентами робочого середовища. Найбільш поширеним різновидом нормального зношування є окислювальне, при якому на поверхні тертя утворюється захисна оксидна плівка. При нормальному окислювальному зношуванні f має величину близько $10^2 \dots 10^1$ мм, руйнування локалізується в тонкому шарі завтовшки $10^3 \dots 10^2$ мм [11]. Цей вид зношування спостерігається при невисоких робочих температурах.

По класифікації, [12] нормальне механіко-хімічне зношування є допустимим видом руйнування при терті. До цього ж виду відноситься окислювальна форма абразивного зношування (умовно нормального), що відбувається без зняття мікростружки і ушкодження дряпанням. При такому зношуванні f має величину того ж порядку, що і при нормальному окислювальному зношуванні, але товщина шару, що руйнується, на порядок вища.

До неприпустимих видів руйнування при терті відносяться захоплення I і II роду, фретинг-процес, механічна форма абразивного зношування, контактна втома (явища пошкоджень при терті). Ці явища спостерігаються при значеннях параметрів робочого середовища вище за критичних. При цьому величина f і глибина шару, що руйнується, зростають на $1 \dots 2$ порядку в порівнянні зі

значеннями, характерними для нормального зношування [12]. Схоплювання відбувається на ділянках фізичного контакту свіжих ювенільних поверхонь. Причому схоплювання I роду виникає при малих швидкостях і високих навантаженнях, що призводять до великої пластичної деформації, схоплювання II роду відбувається при високих швидкостях і навантаженнях, що веде до виникнення неприпустимо великих температур.

Тому чинники, що утрудняють безпосереднє зіткнення поверхонь деталей, що труться, пластичну деформацію поверхневого шару протидіють схоплюванню. До одного з таких чинників відноситься температура масла, при певному значенні якої встановлюється режим гідродинамічного тертя, що виключає металевий контакт поверхонь зубів, що труться.

При контактній-гідродинамічному режимі тертя основним показником, що характеризує вплив масла на f , являється його в'язкість і п'єзоефіцієнт в'язкості. Температуру поверхонь, що труться, і масляного шару в зоні контакту можна з деякою погрішністю, можна визначити для сталевих зубчастих коліс по формулі:

$$t_n = t_m + t_g \quad (2.2)$$

Значення сталої температури масляного шару можна остаточно записати у виді:

$$t_n = t_m + \frac{A}{[10^{-6} \cdot (16,291 + e^{8,723 - 0,082 \cdot t_m})]^{0,07}} \quad (2.3)$$

Таким чином, з підвищенням об'ємної температури масла миттєва температура масляного шару також підвищується, але на велику величину, ніж об'ємна температура. Це відбувається за рахунок збільшення температури спалаху з ростом об'ємної температури, навіть якщо швидкісні для навантаження чинники залишаються постійними. Ці спалахи температури і є генераторами теплоти при терті. Виникла теплота проникає в товщу тіл, що становлять пару (первинна дисипація), і потім з поверхні тіл розсіюється в довкілля (вторинна дисипація) [12]. Штучно змінюючи (підігріванням або охолодженням) вторинну дисипацію тепла, можна чинити вплив на первинну дисипацію.

Інтенсивність зношування є найбільш прийнятним параметром зносу, оскільки дозволяє порівнювати абсолютно різні умови і механізми зношування, а також дає можливість робити порівняльні оцінки терміну служби сполучень і діючих в них механізмів зношування [14].

Залежність інтенсивності зношування від коефіцієнта тертя носить характер статечної залежності [17]:

$$I = f^m, \quad (2.4)$$

де m - показник міри для цих умов зношування.

Зміна коефіцієнта тертя приведе до зміни інтенсивності зношування поверхонь зубів ЗК через зміну об'ємної температури масла і температури масляного шару в зоні контакту. Експериментальні дані [12] свідчать про те, що знос більше пов'язаний з об'ємною температурою масла, чим з контактною. Причину такої залежності можна бачити в зміні механізму зношування, пов'язаного зі зміною інтенсивності процесу схоплювання при зміні об'ємної температури.

Проте температура масла чинить двоякий вплив на зносостійкість робочих поверхонь зубів ЗК. З одного боку, підвищення в'язкості масла, тобто зниження його температури, сприяє збільшенню товщини і здатності масляної плівки, що несе, зниженню сумарного коефіцієнта тертя між зубами і теплонапруженності в зоні контакту, тобто збільшенню долі рідинного мастила. З іншого боку, збільшення в'язкості масла погіршує тепловідвід від ЗК до стінок картера, знижуючи тим самим товщину гідродинамічної масляної плівки і порушуючи її безперервність, і прискорюючи досягнення критичної температури, при якій руйнується гранична масляна плівка, стимулюючи в цілому розвиток інтенсивного зносу [11].

Чим менше в'язкість масла, тобто чим більше його рухливість, тим воно краще поступає (підтікає) в зону тертя і ефективніше охолоджує поверхні зубів, що труться, ЗК.

При цьому масляна плівка безперервна і виключає металевий контакт поверхонь зубів.

Подальше зниження в'язкості масла, тобто збільшення його температури, супроводжується зменшенням товщини мастильного шару і порушенням гідродинамічного режиму мастила [6]. При цьому контакт між поверхнями, що труться, здійснюється по вершинах нерівностей, виступаючих з шару масла, тим самим, підвищуючи інтенсивність їх зношування.

З вищесказаного можна зробити висновок, що температура масла значно впливає на руйнування і зношування робочих поверхонь деталей через їх нагрів і охолодження. Змінюючи температуру масла, можна полегшувати пластичну течію металу поверхневих шарів, а в періоди відпочинку активно впливати на релаксацію напруги. Підтримуючи оптимальний температурний режим тертя, можна добитися мінімальної товщини поверхневих шарів, схильних до великого термонапруження, встановлення в контакт гідродинамічного режиму тертя, тим самим, уникнувши мікроушкоджень робочих поверхонь зубів ЗК.

Тому, можна зробити припущення, що існує раціональний інтервал температур мастильного середовища, при якому інтенсивність зношування зубів ЗК найменша.

2.3 Обґрунтування необхідності терморегулювання трансмісійного масла

Питання терморегулювання трансмісійного масла придбаває особливу актуальність у зв'язку з тим, що час природного розігрівання масла в агрегатах механічних трансмісій тракторів до сталого температурного режиму при роботі під навантаженням складає 2...4 години, без навантаження на 1,5...2,0 години більше [8].

Найбільш суттєвим чинником, на думку авторів [3], що впливає на температурний режим масла в трансмісіях тракторів, являється температура навколишнього повітря.

Залежність між сталою температурою трансмісійного масла (t_m) і температурою навколишнього повітря (t_o) лінійна і з достатньою точністю описується для КПП трактора ДТ-75М емпіричною формулою [7]:

$$t_m = 0,5 \cdot u^{0,3} \cdot t_{oe} + 190 \cdot u^{0,4}, \quad (2.5)$$

де i - передавальне відношення КПП

Аналогічне протікання процесу нагріву і зміни сталої температури масла мають місце в усіх агрегатах трансмісії трактора [7]. Ймовірно для агрегатів трансмісій інших тракторів залежність $t = F(t_{oe})$

Тому, очевидно, стала температура трансмісійного масла у одного і того ж трактора, при незмінній температурі навколишнього повітря, може мінятися зі зміною умов теплообміну (швидкості вітру, сонячній радіації і тому подібне) і режиму вантаження. Стабілізація температури трансмісійного масла в експлуатаційних умовах свідчить про рівність тепла, виділеного трансмісією, і тепла, відданого в довкілля.

Проте при сталій температурі агрегати трактора практично не працюють, фактична температура масла нижче сталою максимальною і є випадковою величиною [8]. Це пов'язано з тим, що тривалість безперервної роботи трактора зазвичай не перевищує 3,0...3,5 години, після чого він зупиняється і температура масла в його агрегатах знижується до рівня, залежного від тривалості простою і погодних умов, а потім, при роботі знову піднімається і так далі. На транспортних роботах при негативних температурах навколишнього повітря велика вірогідність роботи агрегатів трансмісії з температурою масла нижче 0°C . Значний час (причому на усіх видах робіт) температура масла в агрегатах не піднімається вище $+10^{\circ} \text{C}$.

Таким чином, робота ЗК відбувається впродовж досить тривалого проміжку часу при низькій температурі трансмісійного масла, що обумовлює розвиток інтенсивного зносу.

Отже, зважаючи на відсутність системи терморегулювання масла в агрегатах трансмісій тракторів [8], за рахунок застосування технічних засобів забезпечення передпускового підігрівання і підтримки раціонального температурного режиму трансмісійного масла при експлуатації трактора, можливе істотне зниження інтенсивності зношування зубчастих передач тракторних трансмісій.

Висновки до другого розділу

1. Гідродинамічний режим тертя можливий при розподілі поверхонь зубів, що труться, ЗК шаром масла, мінімальна товщина якого співмірна з параметрами шорсткості контактуючих зубів. При цьому температура масла є чинником, що найбільшою мірою впливає на товщину мастильного шару.

2. Оптимізація температурного режиму тертя сприяє мінімізації товщини поверхневих шарів зубів, схильних до великого термонапруження, встановлення в контакт гідродинамічного режиму тертя і, тим самим, ліквідації мікроушкоджень робочих поверхонь зубів ЗК.

3. Можна зробити припущення, що існує раціональний інтервал температур мастильного середовища, при якому інтенсивність зношування зубів ЗК найменша. Зниження інтенсивності зношування приведе до збільшення ресурсу зубчастої пари.

4. Застосування технічних засобів забезпечення передпускового підігрівання і підтримки раціонального температурного режиму трансмісійного масла, зважаючи на відсутність системи його терморегулювання в агрегатах трансмісій тракторів, повинне сприяти істотному зниженню інтенсивності зношування зубчастих передач тракторних трансмісій.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

4.1 Вплив температурних властивостей масел на енерговитрати тертя

В результаті проведення порівняльних лабораторних випробувань масел різної в'язкості і обробки експериментальних даних на ЕОМ отримані залежності моменту тертя (M) від температури випробовуваних масел (рис.4.1, рис.4.2).

З отриманих залежностей видно, що з ростом температури масла величина (M) змінюється по параболічній кривій, досягаючи мінімуму при $t_m=50...60^\circ\text{C}$ для обох випробовуваних масел, причому характер кривої для них практично однаковий [6]. Це говорить про те, що для усіх масел, у тому числі базових, характерна така зміна моменту тертя. Ймовірно, це пов'язано з тим, що при температурі масла менше 50°C ускладнено його підведення до поверхонь тертя, а при температурі вище 60°C на них виникають ділянки з граничним тертям.

При випробуванні зразків на маслі ТКп ТУ 38 101890-91 величина (M) має більше значення, в порівнянні з його величиною при випробуванні зразків на маслі ТМ-3-18 {ТАп-15В) ДСТУ 23652-98. Це пов'язано з тим, що надмірне зменшення в'язкості масла спричиняє за собою зменшення товщини мастильного шару [14], поява ділянок з напіврідинним мастилом і, отже, зростання моменту тертя, а також у зв'язку з відсутністю необхідних присадок проти зносу в маслі.

Таким чином, є інтервал температур, при якому момент тертя найменший. Отже, зниження енерговитрат може бути досягнуте шляхом регулювання в'язкості масел, а це можливо зміною їх температурних режимів.

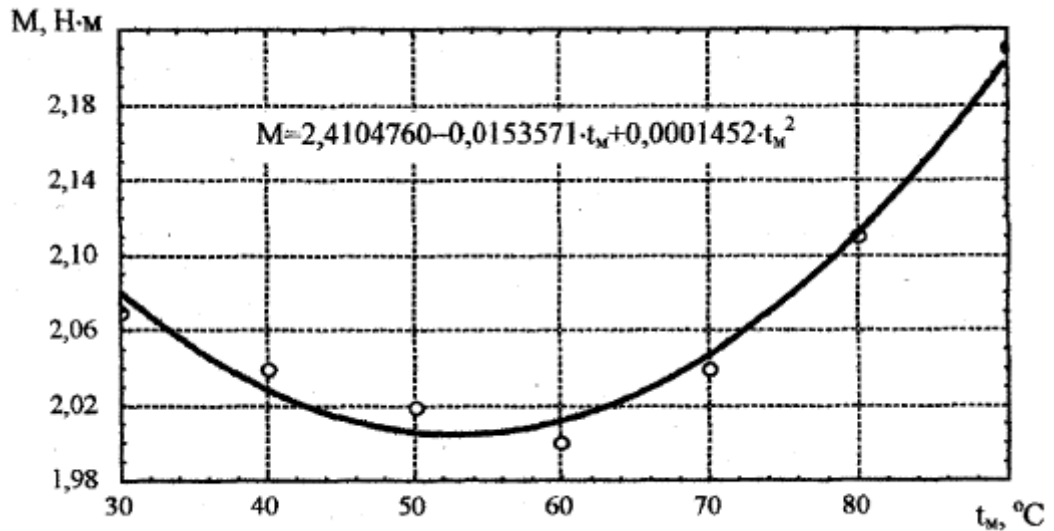


Рисунок 4.1 – Залежність моменту тертя від температури масла ТМ-3-18 – (ТАП-15В)

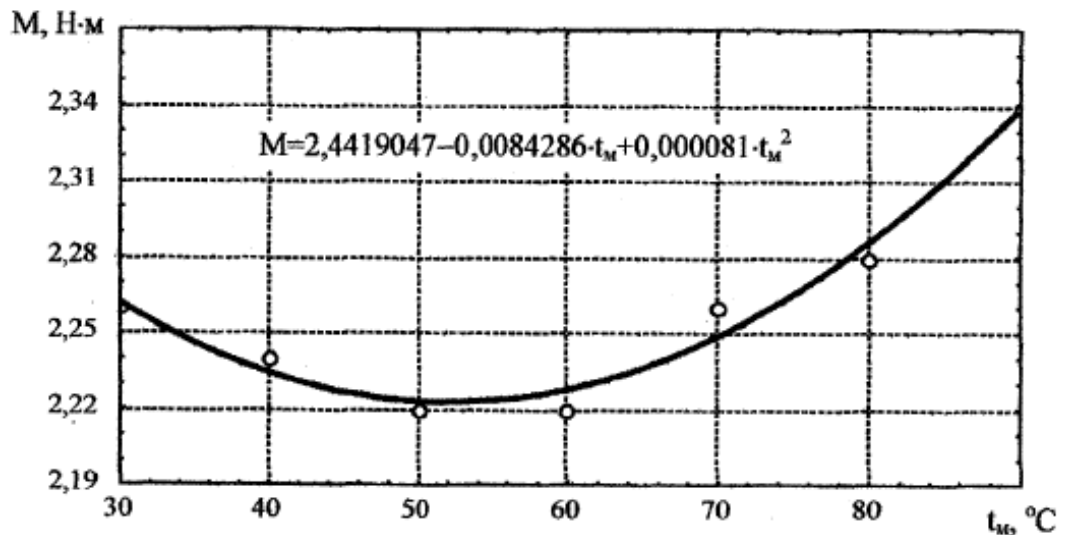


Рисунок 4.2 – Залежність моменту тертя від температури масла ТКп

4.2 Статистична модель залежності інтенсивності зношування роликівих зразків від експлуатаційних чинників та їх аналіз

В результаті реалізації багатофакторного експерименту по вивченню впливу експлуатаційних чинників (швидкісного для навантаження, температурного режимів роботи вузла тертя і забруднення мастильного масла абразивними домішками) на інтенсивність зношування роликівих зразків отримані значення параметра оптимізації.

В результаті математичної обробки результатів експерименту на ЕОМ отримано рівняння регресії (поліном другої міри) в кодованому виді [13,16]:

$$\hat{y} = 1,139 + 0,335 X_1 - 0,118 X_3 + 0,258 X_4 + 0,092 X_1^2 + 0,136 X_3^2, \quad (4.1)$$

Рівняння (4.1), приведене до натуральних значень чинників має вигляд :

$$I = 3,33 - 1,61 P - 0,08 t_m + 2,35 C + 1,47 P^2 + 6,03 \cdot 10^{-4} t_m^2, \quad (4.2)$$

де $y(I)$ - параметр оптимізації (інтенсивність зношування роликів зразків);

$X_1(P)$ - навантаження на верхній зразок, задаюче величину тисків в контакті, кН;

$X_3(t_m)$ - температура масла у ванні, $^{\circ}\text{C}$;

$X_4(C)$ - концентрація абразивних домішок в маслі, % від маси.

Перевірка рівняння (4.1) за критерієм Фішера підтвердила гіпотезу про його адекватність при рівні статистичної значущості $\alpha = 0,05$.

З вираження (4.2) виходить, що в області експерименту відносна швидкість ковзання ($V=0,5\dots 2,5$ м/с) не чинить істотного впливу на інтенсивність зношування зразків.

Використовуючи рівняння (4.1) і зафіксувавши одночасно два чинники з трьох на основному рівні, отримані залежності по впливу кожного чинника окремо на інтенсивність зношування зразків (рис.4.3 - 4.5).

Аналіз залежності, приведеної на рис.4.3 показує, що при зменшенні навантаження в контакті інтенсивність зношування зразків зменшується. залежність має нелінійний характер.

Проте у виробничих умовах управляти інтенсивністю зношування зміною навантаження в контакті зубчастих зачеплень не завжди представляється можливим.

Залежність інтенсивності зношування роликів зразків від температури масла (рис.4.4) має оптимум, відповідній температурі. На наш погляд, зниження інтенсивності зношування при збільшенні температури масла від 30 до 60 °С пояснюється кращим вступом малов'язкого масла в зону тертя, кращим тепловідводом і інтенсивнішим видаленням продуктів зносу від поверхонь тертя. При підвищенні температури вище 73°C інтенсивність зношування зразків зростає, що можливо пов'язане з порушенням гідродинамічного режиму мастила і значним зниженням товщини мастильного шару, що розділяє поверхні тертя і його міцності.

Збільшення концентрації абразивних домішок в маслі призводить до росту інтенсивності зношування роликів зразків по лінійній залежності (рис.4.3), що узгоджується з даними, отриманими при одинфакторному експерименті [4]. Отже, для зменшення інтенсивності зношування рухливих сполучень необхідно вживати заходи по запобіганню вступу абразивних часток в трансмісійне масло в умовах експлуатації, але повністю виключити їх вступ неможливо [5].

Встановлено також, що зі зменшенням концентрації абразивних домішок в маслі вплив температури масла на абразивне зношування збільшується (рис 4.4). Це ще раз підтверджує значний вплив температури масла на інтенсивність зношування роликів зразків.

Таким чином, з трьох даних чинників лише температура трансмісійного масла є найбільш керованою.

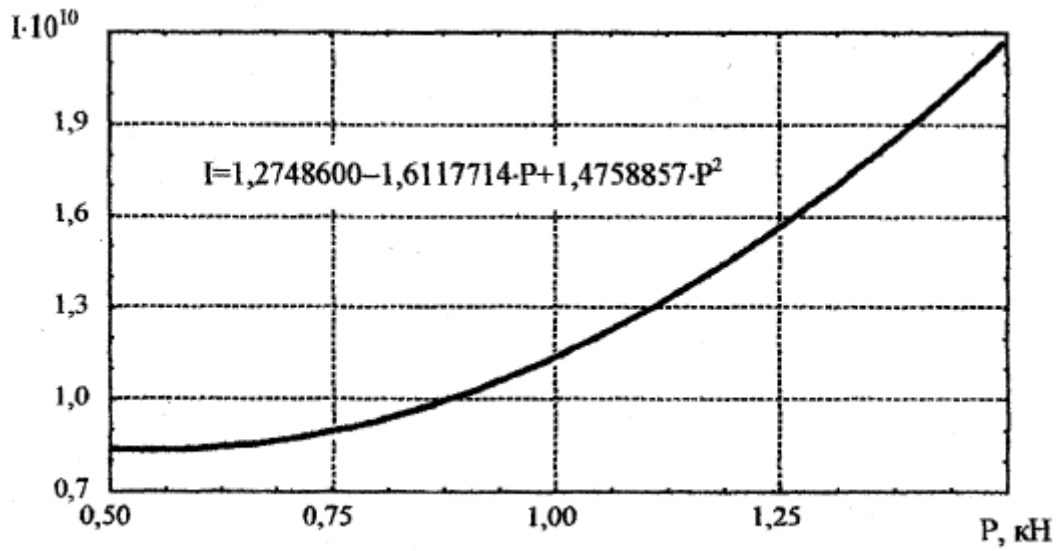


Рисунок 4.3 - Залежність інтенсивності зношування роликівих зразків (I) від навантаження (P), при $V=1,5$ м/с, $t_m=60$ °C, $C=0,25$ % від маси

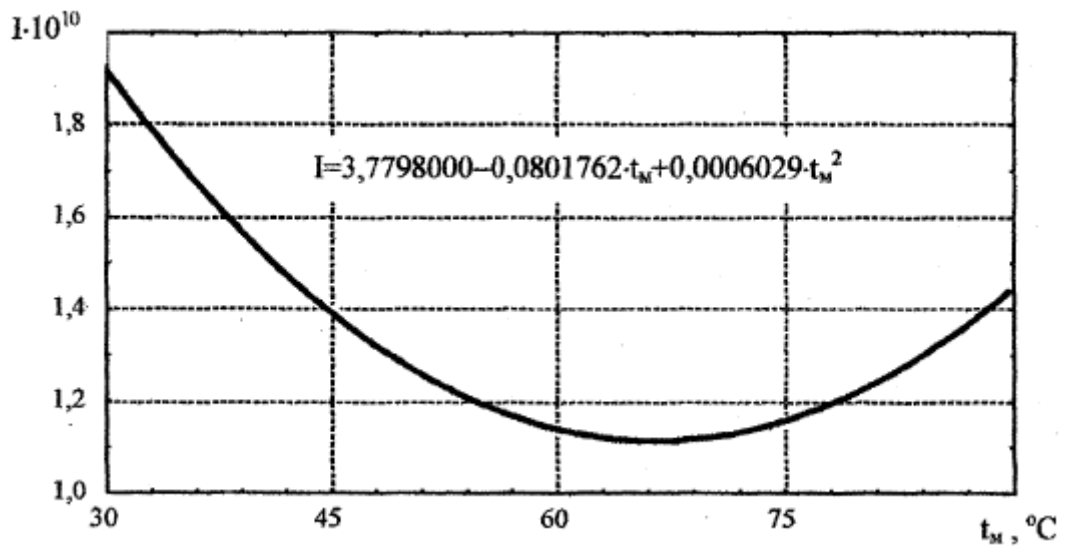


Рисунок 4.4 - Залежність інтенсивності зношування роликівих зразків (I) від температури масла (t_m) при $P=1,0$ кН, $V=1,5$ м/с, $C=0,25$

4.3 Пошук оптимальних умов роботи вузла тертя (на прикладі роликкових зразків)

Пошук оптимальних умов роботи вузла тертя здійснювався з допомогою графоаналітичного методу двомірних перерізів. Для цього проводилося канонічне перетворення математичної залежності (4.1).

В результаті отримано рівняння:

$$\bar{y} - 0,293 = 0,092X_1^2 + 0,136X_3^2 \quad (4.3)$$

і поверхня відгуку (рис.4.5), характеризуюча залежність інтенсивності зношування роликкових зразків від навантаження і температури масла (при концентрації абразивних домішок в маслі 0,03 % від маси). Вид поверхні відгуку посвідчує про наявність оптимуму, при якій інтенсивність зношування зразків найменша. Аналіз поверхні відгуку проводився за допомогою двомірних перерізів.

Надаючи різні значення критерію оптимізації в канонічному рівнянні, побудована серія кривих рівного виходу (ізоліній) в області допустимих значень варіювання незалежних змінних (рис.4.5). Центр еліпсів є мінімумом функції відгуку. При видаленні від центру у будь-якому напрямі відбувається збільшення значення параметра оптимізації.

В результаті знайдена оптимальна область роботи вузла тертя для прийнятих умов зношування, яка відповідає навантаженню 0,5...0,6 кН, температурі масла 60...73 °С і концентрації абразивних домішок в маслі - 0,03 % від маси [14].

Таким чином, на підставі пошуку оптимальних умов роботи вузла тертя можна припустити, що для зниження інтенсивності зношування зубчастих коліс трансмісії трактора, доцільно підтримувати температуру трансмісійного масла в експлуатаційних умовах в межах 60...73 °С.

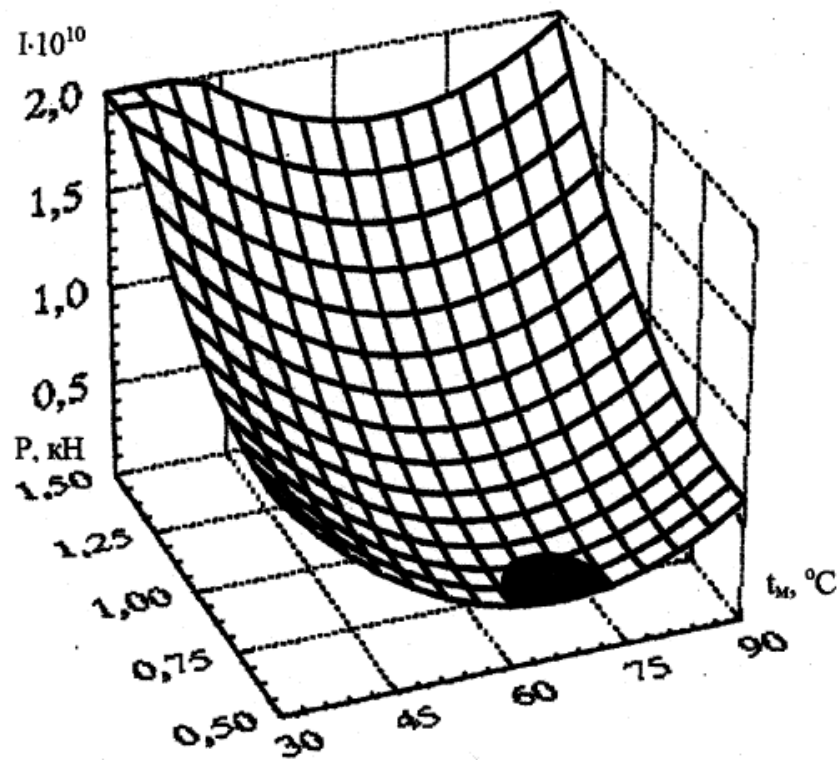


Рисунок 4.5 - Поверхня відгуку, характеризуюча залежність інтенсивності зношування роликів зразків від навантаження і температури масла, при концентрації абразивних домішок в маслі рівної 0,03 % від маси.

4.4 Результати дослідження температурних умов роботи масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А

Приріст температури трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А за час роботи двигуна на неодруженому ході залежно від температури навколишнього повітря приведений на рис.4.6.

Аналіз даних рис.4.6 показує, що час прогрівання моторного мастила до температури $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (час прогрівання двигуна) і приріст температури трансмісійного масла (Δt_m) залежать від температури навколишнього повітря. Так, при пониженні температури навколишнього повітря від $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-24\text{ }^{\circ}\text{C}$ час прогрівання моторного мастила до температури $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при утепленому двигуні) і приріст температури трансмісійного масла збільшуються.

При температурі $-24\text{ }^{\circ}\text{C}$ час прогрівання двигуна складає 47 хв., що в 1,6 рази більше за рекомендоване, а температура трансмісійного масла підвищується до $+1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Незважаючи на значне збільшення часу прогрівання двигуна, температура трансмісійного масла залишається низькою. Це призводить до збільшення зносу і механічних втрат двигуна і трансмісії, зниження паливної економічності трактора.

Динаміка температури трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора при різній температурі навколишнього повітря в умовах експлуатації приведена на рис.4.7. Дослідження проводилися після підготовки двигуна до сприйняття експлуатаційних навантажень.

В результаті проведення випробувань трансмісії трактора Т-25А в літніх і зимових умовах експлуатації встановлено, що трансмісійне масло нагрівається зі змінною інтенсивністю. Характер зміни температури трансмісійного масла при різній температурі навколишнього повітря практично однаковий.

Найінтенсивніше воно нагрівається уперше 40...80 хвилин роботи трактора. Температура масла для цієї моделі трактора і умов випробувань стабілізується через 120...150 хвилин неперервної його роботи і залишається практично постійною.

Вона складає $+20...+21\text{ }^{\circ}\text{C}$ в зимових умовах експлуатації при температурі навколишнього повітря $-23...-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $+47...+48\text{ }^{\circ}\text{C}$ в літніх умовах при температурі навколишнього повітря $+25...+27\text{ }^{\circ}\text{C}$ відповідно до [15,16].

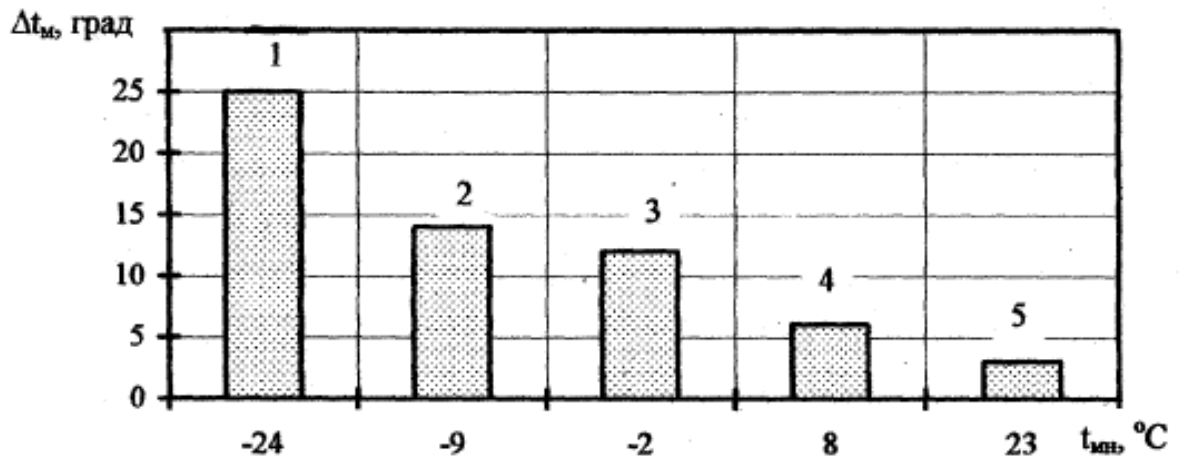


Рисунок 4.6 - Приріст температури трансмісійного масла (Δt_m) в корпусі трансмісії трактора Т-25А від початкового значення ($t_{\text{хв}}$) за час роботи двигуна на холостому ході (час прогріву моторного масла до температури $+40\text{ }^\circ\text{C}$)

1 – 47 хв, 2-29 хв, 3-25хв, 4-23хв, 5-12хв;

1,2,3 – з утепленням двигуном

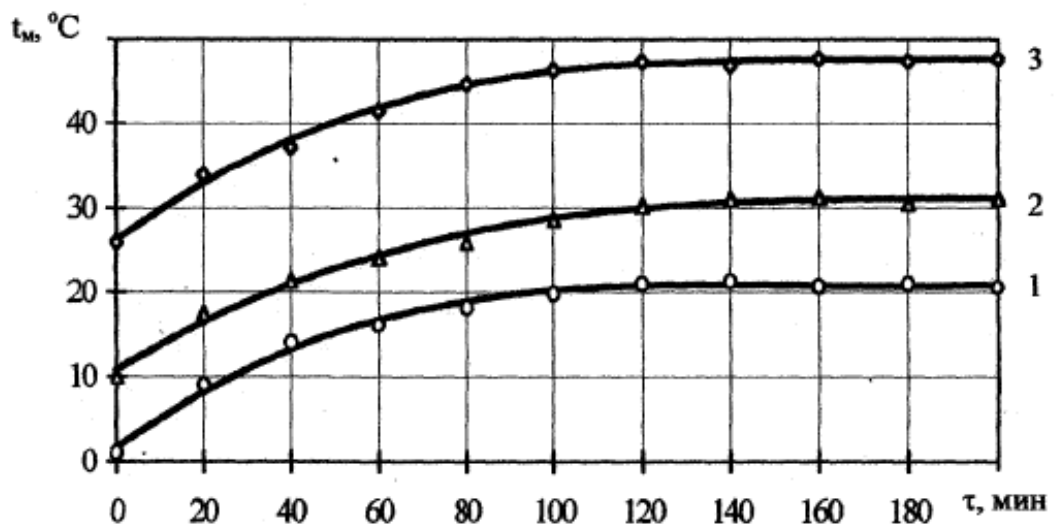


Рисунок 4.7 - Динаміка температури трансмісійного масла (t_m) в корпусі трансмісії трактора Т-25А при різних температурах навколишнього повітря(навантаження на крйку 1,5... 2,0 кН) :

1 – при $t_{\text{в}} = -23 \dots -25\text{ }^\circ\text{C}$:

$$t_m = 1,6860140 + 0,3761286 \cdot \tau - 0,0024205 \cdot \tau^2 + 0,0000051 \cdot \tau^3;$$

2 – при $t_{\text{в}} = -2 \dots 0\text{ }^\circ\text{C}$:

$$t_m = 10,8048950 + 0,3134402 \cdot \tau - 0,0016214 \cdot \tau^2 + 0,0000028 \cdot \tau^3;$$

3 – при $t_{\text{в}} = +25 \dots +27\text{ }^\circ\text{C}$:

$$t_m = 26,2174800 + 0,3789375 \cdot \tau - 0,0022433 \cdot \tau^2 + 0,0000044 \cdot \tau^3$$

Стабілізація температури трансмісійного масла свідчить про рівність тепла, виділеного трансмісією, і тепла, відданого в довкілля. Очевидно, стала температура трансмісійного масла у одного і того ж трактора, при незмінній температурі навколишнього повітря, може мінятися зі зміною умов теплообміну (швидкості вітру, сонячній радіації і тому подібне) і режиму навантаження.

Отримані дані, узгоджуються з експериментальними даними ряду дослідників для деяких марок тракторів (Т-4, ДТ-75, МТЗ-80, МТЗ-50, Т-16М), проаналізованих нами в роботі [8].

4.5 Результати дослідження температурних умов роботи масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А, обладнаного системою терморегулювання

Результати випробувань часу нагріву трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора від початкової температури, рівній температурі навколишнього повітря, до температури $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ за допомогою передпускового електронагрівача приведені на рис.4.8. Встановлено, що час нагріву масла до вказаної температури складає: при початковій температурі масла $(-24)\text{ }^{\circ}\text{C}$ -115 хв., $(-12)\text{ }^{\circ}\text{C}$ - 54 хв., $(-2)\text{ }^{\circ}\text{C}$ -17 хв.

Результати випробувань електронагрівачів в процесі підготовки двигуна до сприйняття експлуатаційних навантажень представлені на рис.4.9. Встановлено, що приріст температури трансмісійного масла для усіх трьох випадків склав $11\text{...}12\text{ }^{\circ}\text{C}$, при різному часі роботи двигуна на неодруженому ході, яке склало $25\text{...}50$ хв. При цьому температура масла встановилася на рівні $16\text{...}17\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Це пояснюється тим, що при пониженні температури навколишнього повітря збільшується тепловіддача стінок корпусу трансмісії в довкілля і темп приросту температури масла сповільнюється.

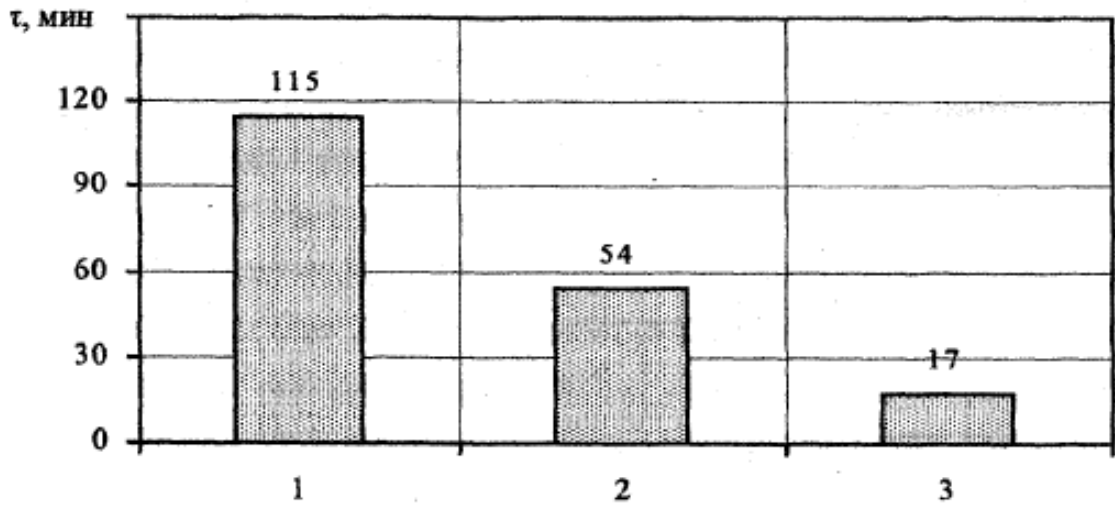


Рисунок 4.8 - Час роботи передпускового електродвигуна до встановлення температури трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А на рівні $+5^{\circ}\text{C}$: 1- (-24°C); 2- (-12°C); 3- (-2°C);

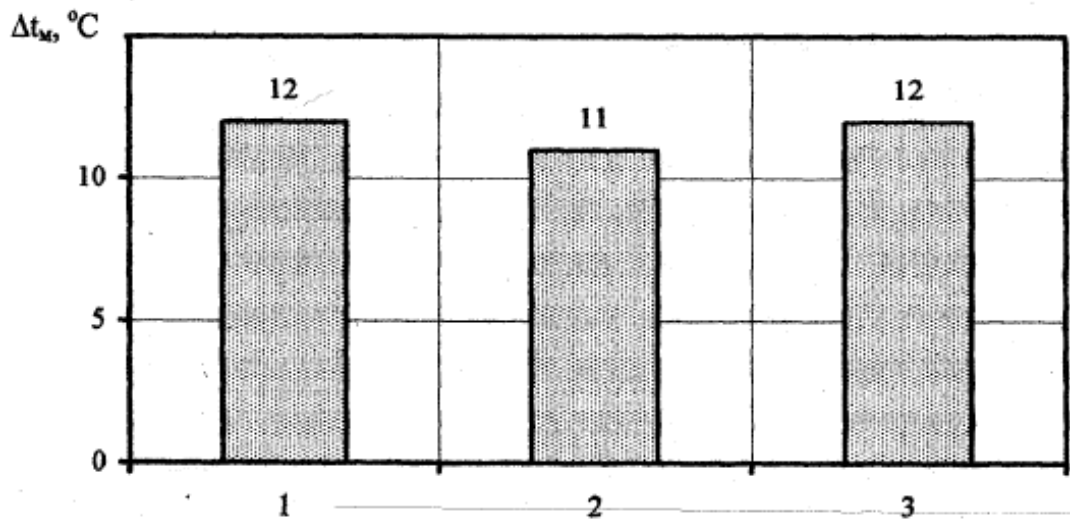


Рисунок 4.9 - Приріст температури трансмісійного масла (Δt_m) в корпусі трансмісії трактора Т-25А, від початкового значення ($t_{\text{MH}} = +5^{\circ}\text{C}$), за час роботи двигуна на неодруженому ході (при спільній роботі електронагрівачів): 1 - 50 хв ($t_{\text{B}} = -23 \dots -25^{\circ}\text{C}$); 2 - 31 хв ($t_{\text{B}} = -12 \dots -10^{\circ}\text{C}$); 3 - 25 хв ($t_{\text{B}} = -2 \dots 0^{\circ}\text{C}$).

Динаміка температури трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора (при роботі термопатрона) при різних температурах навколишнього повітря в експлуатаційних умовах приведена на рис.4.9.

В результаті встановлено, що інтенсивність розігрівання трансмісійного масла в даному випадку, в порівнянні з випробуваннями без використання електронагрівачів, збільшилася, а час стабілізації температури масла до настання сталої температури скоротився і становило 100...120 хвилин безперервної роботи трактора за різних умов випробувань.

Стала температура трансмісійного масла склала $+38...+39\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $+49...+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ в зимових умовах експлуатації при температурі навколишнього повітря $-23...-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $-2...0\text{ }^{\circ}\text{C}$ відповідно, і наблизилася з деяким перевищенням в другому випадку, до температури масла, сталої в літніх умовах при проведенні випробувань без електронагрівачів. У літніх умовах експлуатації (при температурі навколишнього повітря $+25...+27\text{ }^{\circ}\text{C}$) стала температура трансмісійного масла склала $+67...+68\text{ }^{\circ}\text{C}$ і досягла раціонального інтервалу, знайденого за результатами лабораторних випробувань.

Отже, для зменшення тепловіддачі від стінок корпусу трансмісії в довкілля, в зимових умовах на транспортних роботах, разом з використанням електронагрівачів, доцільно рекомендувати застосування чохла утеплювача корпусу трансмісії. При збільшенні експлуатаційного навантаження, раціональний інтервал температур трансмісійного масла може бути досягнутий і в зимовий час.

Висновки до четвертого розділу

1. На підставі результатів лабораторних випробувань встановлено, що зниження енерговитрат може бути досягнуте шляхом регулювання в'язкості масел, а це можливо зміною їх температурних режимів. З розглянутих експлуатаційних чинників найбільш керованою є температура трансмісійного масла.

2. Серійна система мастила трансмісії трактора Т-25А в експлуатаційних умовах (особливо при низьких температурах навколишнього повітря) не забезпечує необхідний температурний режим роботи вузлів тертя, що

позначається на інтенсивності зношування ЗК трансмісії і техніко-економічних показниках роботи трактора (паливній економічності і втратах потужності в трансмісії).

3. Результати стендових випробувань показали, що існує раціональний температурний інтервал трансмісійного масла, рівний 60...75 °С, при якому інтенсивність зношування зубів ЗК трансмісії, годинна витрата палива дизелем і втрати потужності в трансмісії трактора Т-25А мінімальні. Тому вказаний температурний інтервал рекомендується підтримувати як в експлуатаційних умовах, так і при проведенні тягових випробувань - з метою економії палива і електричної енергії.

4. Розроблена система терморегулювання трансмісійного масла забезпечує пуск трансмісії трактора в роботу при температурі масла не нижче +5 °С і її експлуатацію при температурі масла, близькій до раціонального інтервалу температур, встановленого на підставі експериментальних досліджень.

5. Розроблені рекомендації по терморегулюванню мастильного масла в трансмісіях тракторів прийняті союзом виробників сільськогосподарської техніки і устаткування для ремонтних підприємств до використання при розробці нормативно-технічної документації на модернізацію сільськогосподарської техніки, що знаходиться в експлуатації, а результати експериментальних досліджень використовуються у навчальному процесі Закладу вищої освіти "Подільський державний університет".

3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Програма експериментальних досліджень включала 4 етапи. На першому етапі проводилися лабораторні випробування за оцінкою впливу об'ємної температури масел різної в'язкості на енерговитрати на тертя, зокрема на зміну моменту тертя, і оцінці впливу експлуатаційних чинників (швидкісного для навантаження, температурного режимів роботи вузла тертя і забруднення мастильного масла абразивними домішками) на інтенсивність зношування роликів зразків. Випробування проводилися в лабораторних умовах на машині тертя моделі 2070 СМТ-1 за схемою «ролик-ролик» при коченні з частковим прослизанням. Принцип роlikової аналогії зубчастого зачеплення є загальновизнаним у світі при дослідженні процесів тертя і зношування. При відповідності ж матеріалів випробовуваних роликів і ЗК можливе отримання не лише порівняльних, але і абсолютних результатів [14]. З метою скорочення кількості дослідів використовувалися методи математичного планування експерименту.

На другому етапі проводилося дослідження динаміки зміни об'ємної температури трансмісійного масла ТМ-3-18 (ТАп-15В) ДСТУ 23652-98, заправленого в корпус трансмісії трактора Т-25А, в експлуатаційних умовах при різних температурах навколишнього повітря. Експлуатаційні випробування трактора проводилися по ДСТУ 17057-97 з використанням класичного однофакторного експерименту.

На третьому етапі проводилися випробування технічних засобів забезпечення передпускового підігрівання і підтримки температури трансмісійного масла в експлуатаційних умовах в раціональних межах, які розроблені на підставі аналізу існуючих конструкцій підігрівачів мастильного масла і встановлені в корпус трансмісії трактора Т-25А.

Для уточнення результатів лабораторних досліджень (оцінка впливу температури трансмісійного масла на інтенсивність зношування робочих поверхонь зубів ЗК) на завершальному етапі роботи проводилися стендові випробування реальних ЗК на гальмівному стенді з біговими барабанами КИ-8927 при нормальних тисках в шинах коліс трактора Т-25А на 5 передачі. Крім того, в стендових умовах проводилися дослідження за оцінкою впливу температури трансмісійного масла на паливну економічність дизеля і втрати потужності в трансмісії трактора Т-25А. При проведенні випробувань використовувався метод класичного однофакторного експерименту.

3.2 Об'єкт і лабораторне устаткування першого етапу досліджень

В якості зразків, що використовуються при проведенні лабораторних випробувань, були вибрані циліндричні ролики, виготовлені із сталі 20Х, оскільки ЗК автотракторних трансмісій виготовляються, як правило, з низьколегованих конструкційних сталей з твердістю поверхні зубів HRC 56...63 при твердості серцевини HRC 30...45 [15]. На підставі цього зразки були схильні до цементації на глибину 1,1...1,3 мм з наступним загартуванням до твердості поверхні HRC 60...62, при твердості серцевини HRC 40...45. Після термообробки ролики шліфувалися. Шорсткість поверхні після обробки складала $R_a = 1,8$ мкм. Діаметр нижнього ролика, на якому проводилися виміри шорсткості і зносу, складав 47 мм. Діаметр верхнього ролика - 31 мм. Ширина контактної лінії, що дозволяє домагатися навантажень в контакті, що відповідають навантаженням в реальному зубчастому зачепленні, дорівнювала ширині робочої частини нижнього ролика і складала 6 мм. Ширина верхнього ролика складала 10мм.

Це дозволило наблизити умови випробування зразків до умов роботи реальних ЗК.

Для проведення випробувань була скомплектована лабораторна установка, загальний вигляд якої представлений на рис.3.1. Для збільшення можливих швидкостей ковзання зразків використовувалися ЗК приводу валу нижнього зразка з кількістю зубів $Z_1=16$ [10], при кількості зубів серійного ЗК $Z_2=29$ (рис.3.2). Це

дозволило при тих же швидкостях кочення поверхонь роликів, що труться, в 1,8 разу підвищити швидкості їх відносного ковзання в контакті і набувати значень, близьких до реальних, які складають на вході в зачеплення для циліндричних і конічних передач звичайне 1,5...3,0 м/с [11].

Для випробування зразків використовувалася порожниста випробувальна камера [10], що дозволяє змінювати і підтримувати температуру масла в необхідних межах (рис.3.3). Випробувальна камера 1 (рис.3.4) мала між бічними стінками порожнину 4, що сполучається з порожниною теплообмінного елементу (змійовика) 5, який одночасно з терморегулюванням частково виконував функцію зменшення робочого об'єму камери [16], що дозволила скоротити кількість витраченого мастильного матеріалу. Температура масла змінювалася за допомогою зміни температури теплоносія - води. Холодна вода підводилася з водопровідної мережі 7. Гаряча вода подавалася від термостата 6 марки СЖМЛ-19/2,5-И1. Необхідний температурний режим забезпечувався змішуванням холодної і гарячої води в змішувачі 8 або зміною витрати холодної води.

Температура масла в камері вимірювалася хром-кобелевою термопарою 3 (рис.3.3) і реєструвалася електронним потенціометром КСП-4, встановленим у вимірювальному блоці машини тертя. Перед установкою у випробувальну камеру термопара тарувалася при ступінчастому нагріванні і охолодженні в маслі за показами ртутного термометра з ціною ділення 0,5 °С [12].

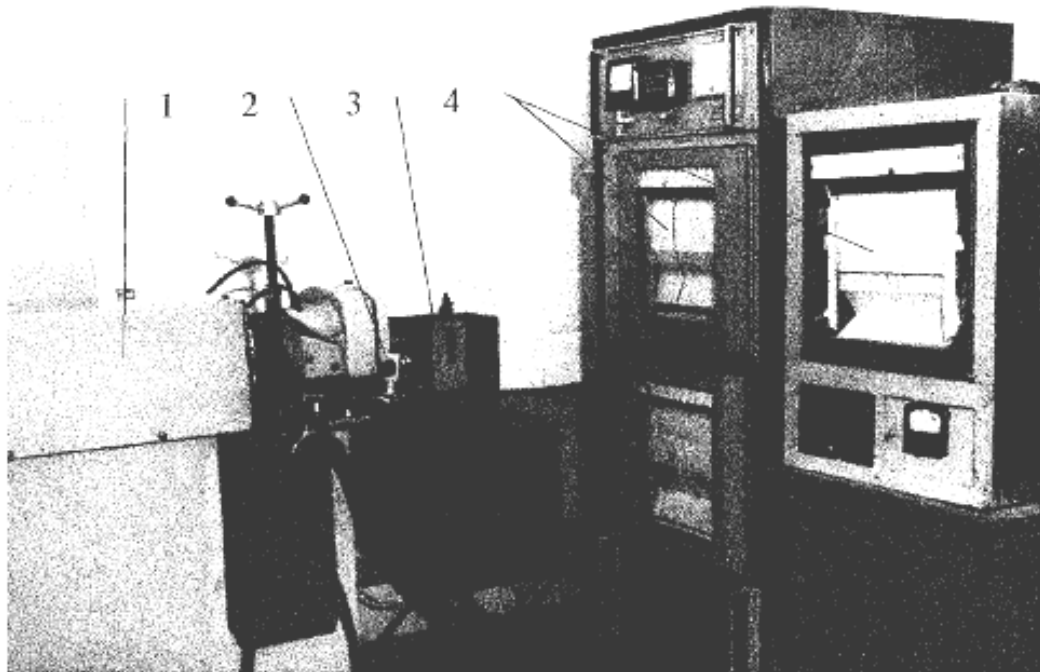


Рисунок 3.1 - Загальний вигляд лабораторної установки для випробувань роликів зразків :1 - машина тертя моделі 2070 СМТ-1; 2 - пристосування для виміру зносу зразків; 3 - термостат марки СЖМЛ-19/2,5 - ІІ; 4 - вимірювальний блок машини тертя

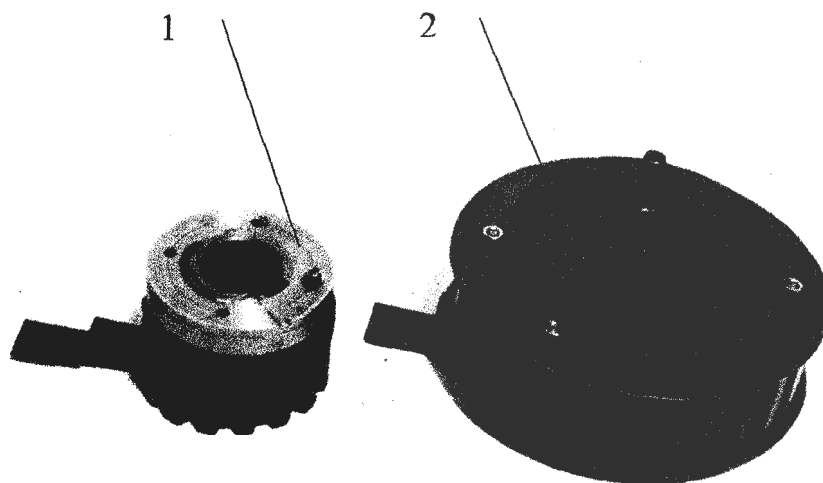


Рисунок 3.2 - Шківни приводу валу нижнього зразка машини тертя СМТ-1:
1 - виготовлений, з числом зубів $Z1=16$;
2 - серійний, з числом зубів $Z2=29$

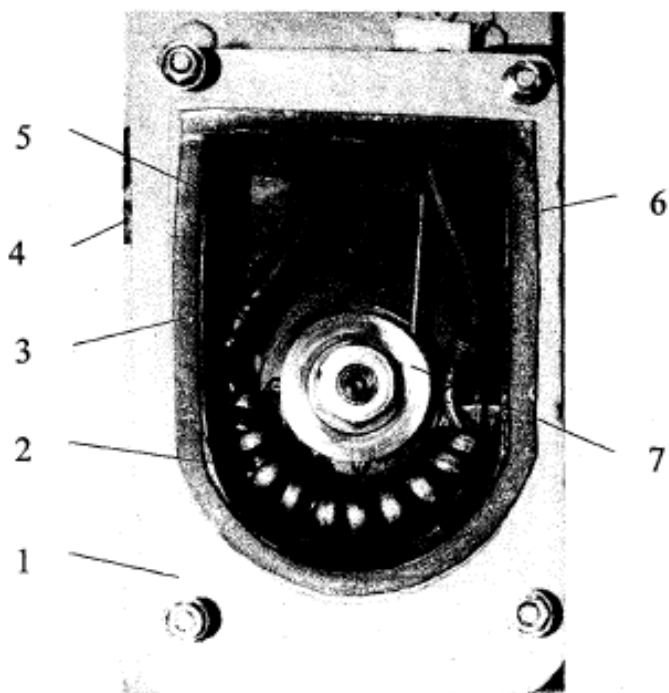


Рисунок 3.3 - Живильна камера:

1 - корпус камери; 2 - теплообмінний елемент; 3 - термопара;
 4 - шланг підведення води; 5,6 - трубки; 7 - випробовуваний зразок

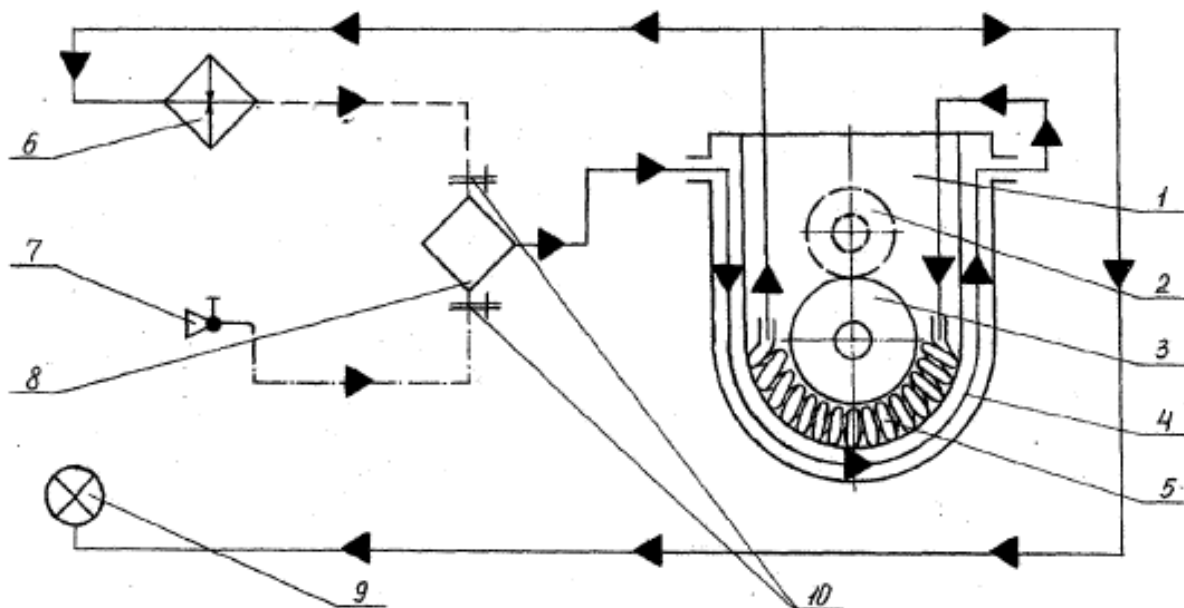


Рисунок 3.4 - Схема руху теплоносія на машині тертя :

1 - випробувальна камера; 2 - верхній зразок; 3 - нижній зразок; 4-полость випробувальної камери; 5 - порожнина теплообмінного елемента (змійовика);
 6 - термостат; 7 - водопровідний кран; 8 - змішувач; 9 - злив; 10 - затиски

3.3 Методика проведення лабораторних випробувань

Вимір твердості поверхні зразків (параметр HRC) перед випробуваннями проводився на приладі ТК-14-250 ДСТУ 13407-97 по методу Роквеллу, відповідно до ДСТУ 19013-95, втискуванням в поверхню зразків наконечника з алмазним конусом. Шорсткість поверхні зразків перед випробуваннями вимірювалася на профілографі-профілометрі моделі 201 по показуючому приладу. Критерієм оцінки показуючого стрілочного приладу був параметр R_a ДСТУ 12789-95. Виміри проводилися в чотирьох діаметрально протилежних точках в триразовій повторності.

З метою скорочення об'єму випробувань на цьому етапі застосовувалося математичне планування експерименту.

В якості варійованих чинників були вибрані: навантаження на верхній зразок, задаюче величину тисків в контакті (X_1); відносна швидкість ковзання зразків (X_2); температура масла у ванні (X_3); концентрація абразивних домішок в маслі (X_4). Значення швидкісних для навантаження чинників вибиралися близькими до реальних в зубчастих зачепленнях трансмісії трактора Т-25А на технологічних передачах, а також виходячи з можливостей установки. Температура масла в зоряних точках приймалася близькою до реальних значень, що встановлюються в агрегатах тракторних трансмісій в зимовий і літній час [15]. Концентрація абразивних домішок в маслі вибрана на підставі аналізу досліджень [12, 50].

В якості мастильного матеріалу використовувалося трансмісійне масло ТМ-3-18 (ТАп-15В) ДСТУ 23652-95, вживане в агрегатах більшості автотракторних трансмісій.

Перед кожним досвідом проводилося прироблення зразків на вказаному маслі з підтримкою його температури на рівні $60 \pm 2^\circ\text{C}$, шляхом чотиріступінчастого підвищення швидкості ковзання з 0,375 до 1,5 м/с і навантаження з 0,25 до 1 кН, тривалістю 100 хвилин.

3.4 Методика визначення зносу зразків

Серед існуючих способів визначення зносу деталей машин найбільш точним і інформативним є метод штучних баз, недоліком якого є те, що бази виконуються на робочій поверхні деталі, яка при зношуванні забруднюється продуктами зносу. Високі контактні тиски також приводить до спотворення форми штучної бази із-за пластичної деформації металу по контуру поглиблення. З указаних причин точність виміру зносу способами відбитків і вирізаних лунок знижується, а іноді вимір взагалі неможливий (при повному зникненні відбитку), тому при лабораторних дослідженнях застосований спосіб визначення зносу, позбавлений вказаних недоліків, при якому база виконується на неробочій поверхні зразка - на торці нижнього ролика [13].

Цей спосіб дозволив вимірювати знос зразка без зняття його з валу машини тертя і не порушуючи положення роликів один відносно одного, що особливо важливо при вивченні динаміки зношування.

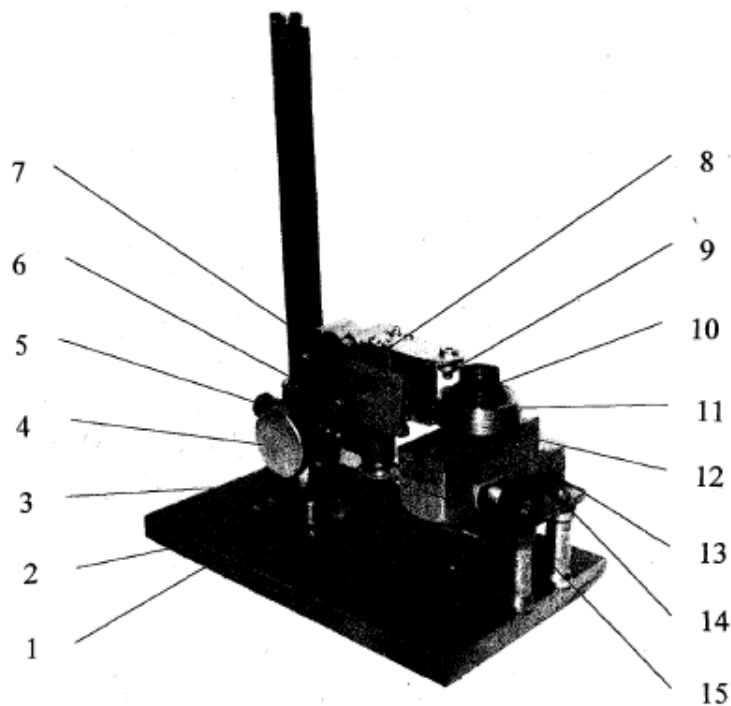


Рисунок 3.5 - Пристосування для нанесення штучної бази на роликовому зразку:

- 1 - основа; 2 - підп'ятник; 3 - стійка; 4,7,15 - гвинти;
- 5 - стопор; 6 - різцетримач; 8 - повзун; 9 - різець; 10 - гайка; 11 - зразок;
- 12 - обойма; 13 - опора; 14 - напрямна

На бічних поверхнях опори 13 і що направляє 14 нанесено по одній рисці, при збігу яких обойма 12 займає положення, в якому лінія переміщення різця 9 проходить по радіусу ролика.

Для виміру зносу зразків використовувалося пристосування 2 на базі відлікового мікроскопа МИР-ІМ [10], встановлене на станині машини тертя (див. рис.3.1). Тубус відлікового мікроскопа 1 (рис.3.6) кріпився на станині за допомогою штатива 3, який при проведенні випробувань відводився в неробоче положення поворотом навколо осі 7.

Окуляром служив мікроскоп оптичний гвинтовий МОВ-1-16, на склі якого на заводі виготівнику була нанесена раніше описана система рисок (рис.3.6). Об'єктив мав можливість переміщення по тих, що направляють 4 і 5 (див. рис.3.7) в двох взаємоперпендикулярних напрямках: паралельно осі випробовуваного ролика для наведення різкості і перпендикулярно цієї осі в цілях відшукування в окулярі штучної бази, нанесеної на ролику. У положенні виміру штатив фіксувався стопором 6. Ціна ділення приладу складала 1,8 мкм.

При практичному застосуванні способу визначення зносу [11] виявилось, що зона виміру зносу недостатньо добре освітлена, а контури штучної бази недостатньо добре помітні. Освітлення зони виміру від стороннього джерела світла, що знаходиться поблизу зони виміру, не дало позитивних результатів у зв'язку з неможливістю установки джерела світла в одному і тому ж положенні при кожному вимірі зносу, а також значною трудомісткістю цього процесу. Тому з метою підвищення якості і зниження трудомісткості вимірів на корпус 1 відлікового мікроскопа МИР-ІМ (рис.3.6) жорстко кріпилася лампа 2 освітлення зони виміру, що сприяло значному поліпшенню умов роботи при вимірі зносу випробовуваного зразка 3 [16].

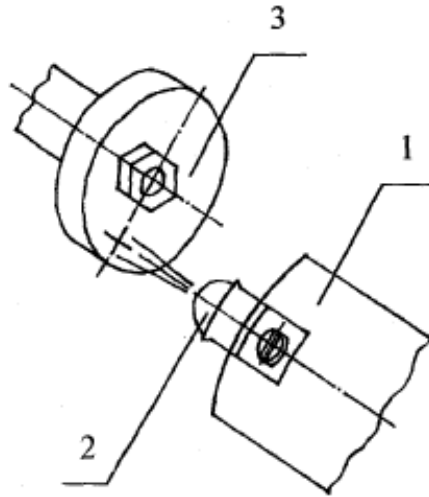


Рисунок 3.6 - Схема освітлення зони виміру зносу :

1 - корпус відлікового мікроскопа МИР- ІМ; 2 - лампа освітлення зони виміру; 3 - випробовуваний зразок

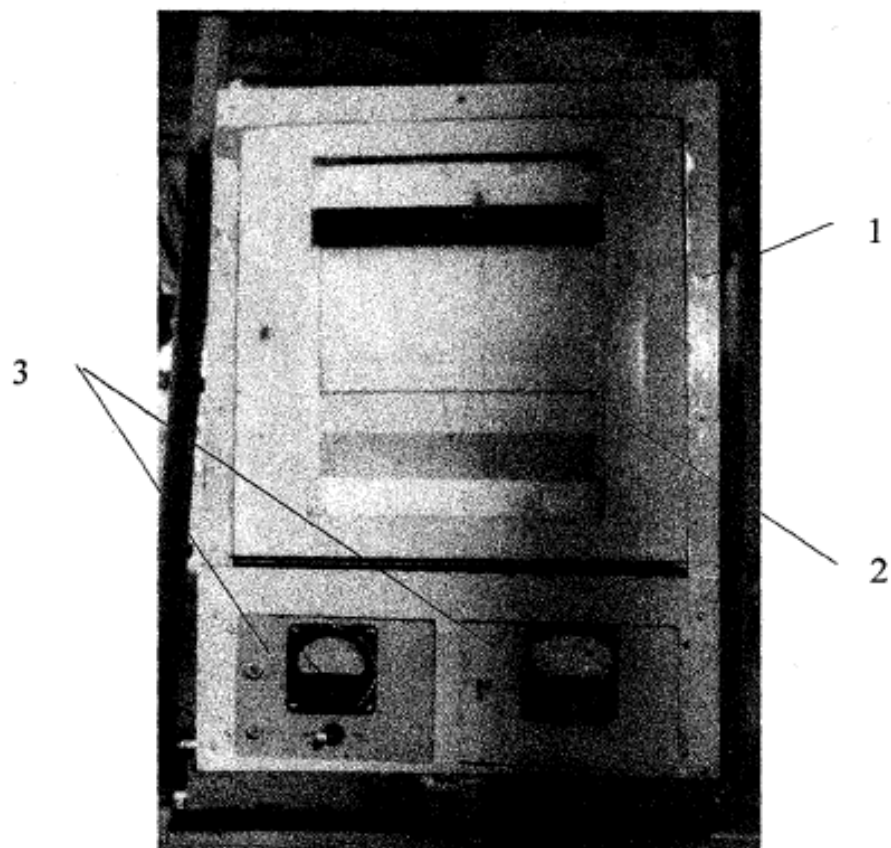


Рисунок 3.7 - Електронний потенціометр КСП-4 з перетворювачами напруги: 1 - корпус; 2 - потенціометр КСП-4; 3 - перетворювачі напруги

3.5 Об'єкт і устаткування для проведення другого етапу досліджень

В якості об'єкту досліджень вибрана трансмісія універсально-просапного трактора Т-25А тягового класу 0,6 Володимирського тракторного заводу, яка включає механізм реверсу, механічну, реверсивну коробку передач і задній міст з диференціалом, розташованих в загальному корпусі. Трактори цієї марки широко використовуються при виконанні малоенергоємних сільськогосподарських робіт, а їх трансмісія є типовою для механічних трансмісій сучасних тракторів.

Вимір температури навколишнього повітря і об'ємної температури трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора здійснювався хром-кобелевими термопарами типу ТХК з діапазоном виміру - 50...+150 °С і реєструвалося електронним дванадцятиточковим потенціометром з ціною ділення 2 °С.

З метою використання електронного потенціометра КСП-4 для реєстрації температури масла в корпусі трансмісії трактора в умовах експлуатації прилад обладнаний перетворювачами напруги з 12 до 220 В з частотою струму 50 Гц (рис.3.7). Це дозволяло робити живлення потенціометра постійною напругою від штатної акумуляторної батареї трактора, що отримує зарядження від генератора двигуна [16].

Термопари встановлювалися на дах кабіни трактора і в зливний отвір корпусу трансмісії (рис.3.8, рис.3.9) і підключалися до колодок потенціометра, розташованих на задній стінці, за допомогою термоелектродних подовжувальних дротів.

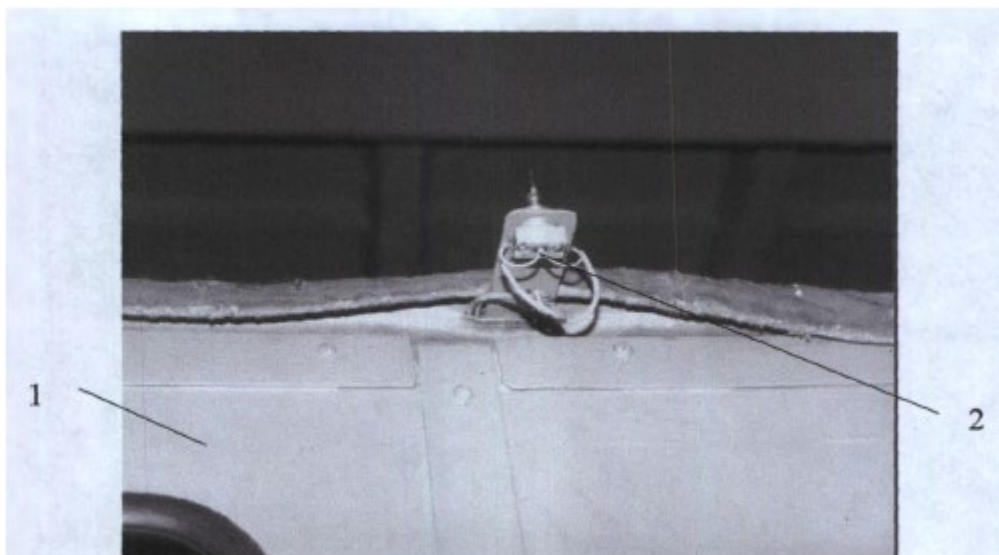


Рисунок 3.8 - Місце розташування термопари для виміру температури навколишнього повітря :

1 - кабіна трактора; 2 - термопара ТХК

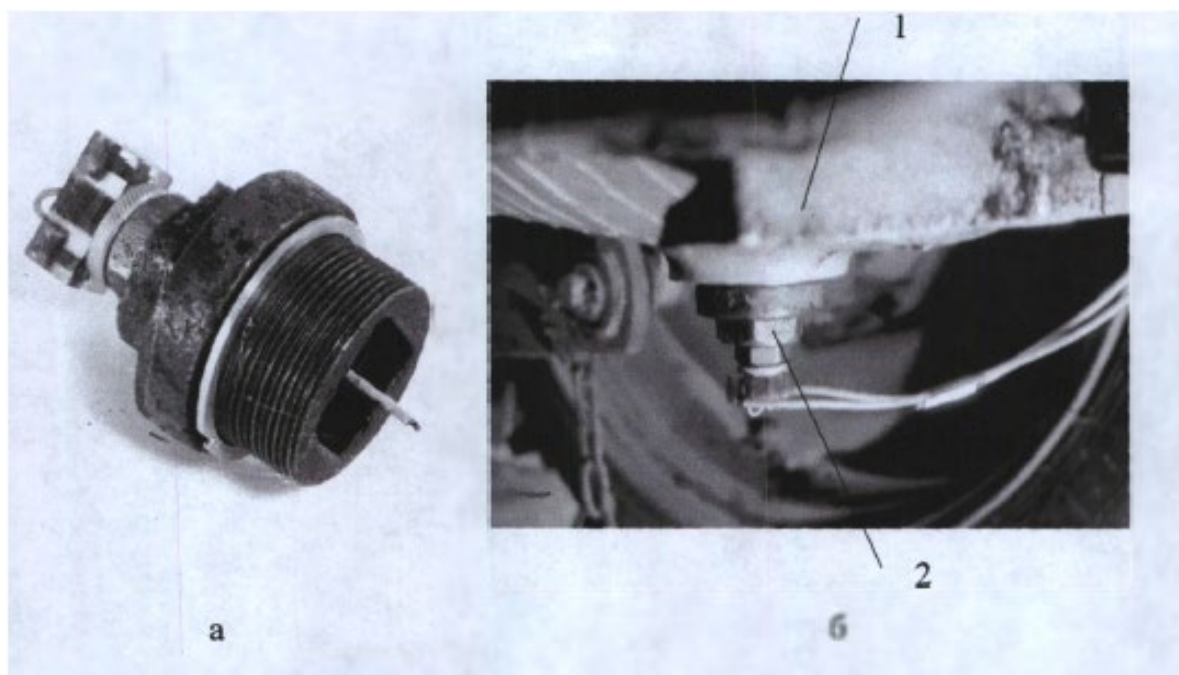


Рисунок 3.9 - Термопара для виміру температури трансмісійного масла :

а - загальний вигляд; б - місце установки :

1 - корпус трансмісії; 2 - термопара ТХК

3.6 Методика дослідження впливу температури трансмісійного масла на зношування зубчастих коліс трансмісії трактора Т-25А

Дослідження проводилося на технічно справному гальмівному стенді з біговими барабанами КИ-8927, при нормальному тиску в шинах коліс трактора Т-25А (див. рис.3.10) на циліндричних ЗК п'ятої передачі [12].

Стенд заздалегідь був відтарований відповідно до вимог інструкції з його експлуатації. Навантаження, що підводиться до провідних коліс трактора, було близьким до максимальної в умовах його експлуатації і встановлювалася на рівні 3000 ± 50 Н. Частота обертання колінчастого валу двигуна (1845 ± 5 хв⁻¹)

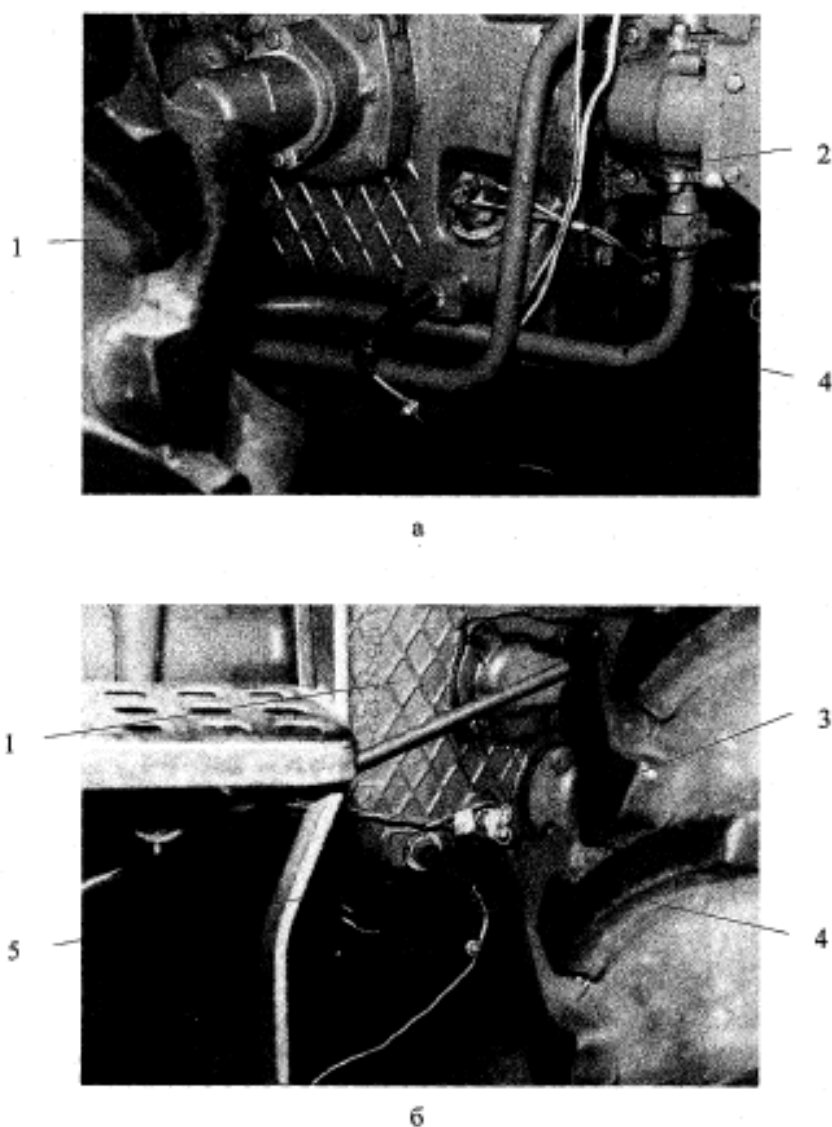


Рисунок 3.10 - Місце розташування електронагрівних пристроїв і термопар для виміру температури трансмісійного масла в корпусі трансмісії трактора:

а - вид справа; б - вид ліворуч

1 - корпус трансмісії; 2 - термопара №1; 3 - термопара №2;

4 - передпусковий електронагрівач; 5 – термопатрон

Частота обертання колінчастого валу двигуна (1845 ± 5 хв⁻¹) контролювалася, заздалегідь відкаліброваним у відповідності з інструкцією з експлуатації, приладом ИМД-ЦМ. Частота обертання бігових барабанів контролювалася по частоті обертання ротора електродвигуна приводу стенду (1020 ± 20 хв⁻¹).

Підтримка на заданому рівні навантаження, частоти обертання колінчастого валу і ротора електродвигуна здійснювалося реостатом.

У корпус трансмісії трактора заливалося трансмісійне масло ТМ- 3-18 (ТАп-15В) ДСТУ 23652-98. Для прискорення випробувань в масло вводився абразивний пил з питомою поверхнею 5600 см²/г, концентрацією $0,25$ % від маси масла. Загальний час випробувань при кожній температурі трансмісійного масла ($40, 50, 60, 70, 80$) °С складало 25 годин.

Щоб уникнути перевантаження електромашини стенду через кожні $2,5$ години роботи відключалася.

Як параметр оптимізації була прийнята інтенсивність зношування, яка визначалася по зносу поверхонь зубів зубчастого вінця диференціала на п'ятій передачі за 658245 циклів (частота обертання валу диференціала, помножена на загальний час випробувань). Для отримання математичної залежності параметра оптимізації від досліджуваного чинника був реалізований однофакторний експеримент. Згідно з планом експерименту проведено 5 дослідів (у триразовій повторності кожен).

3.7 Методика визначення зносу зубів зубчастих коліс

При виборі методу визначення зносу були враховані наступні питання [16]:

- вимір зносу не повинен вимагати розбирання досліджуваного вузла;
- метод повинен оцінювати знос вибраних контрольних точках, що труться поверхні зубів ЗК;
- витрати на дослідження і контроль за зносом мають бути мінімальними;
- метод має бути простим, цілком доступним і застосовним для дослідження зносу в процесі стендових випробувань трансмісії трактора.

Знос поверхонь зубів визначався методом профільованих канавок, які наносилися по усій довжині зуба перпендикулярно його бічній поверхні. Оскільки відносні розміри нарізаних канавок дуже малі, ніякого впливу на службові властивості поверхонь і міцність самих зубів вони практично не чинять.

Висока точність методу дозволяє його використовувати для оцінки впливу властивостей матеріалу, якості обробки поверхонь, характеристик мастильного матеріалу, режимів роботи вузла тертя на інтенсивність зношування деталей [17].

Канавки нарізалися на ділільному колі зубчастого вінця, різцем з твердого сплаву з кутом при вершині 140 град. за допомогою пристосування [60] (рис.3.11). Його загальний вигляд при установці на зубчасте колесо приведений на рисунку 3.12. Утримувач 1 (див рис.3.11) пристосування кріпився жорстко накладкою 11 за допомогою гвинта 12 до обода колеса і центрувався за допомогою настановного упору 2 по одній із западин зубів. Різець 8 закріплений на одному кінці пластинчатої пружини 7, інший кінець якої зафіксований в корпусі 6. Виліт пружини може змінюватися. Нарізування канавки здійснювалося шляхом переміщення корпусу 6 з різцем 8 за допомогою маховичка 9 по рейковому зачепленню 5, закріпленому на поверхні столика 4.

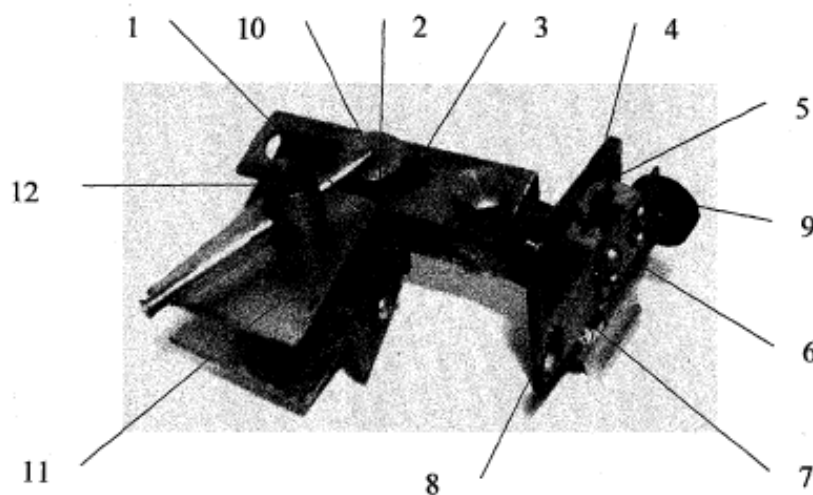


Рисунок -3.11 - Пристосування для нарізання канавок на зубах:

- 1 – тримач пристосування; 2 - установочний упор; 3 - куліса; 4 - столик;
- 5 - зубчата рейка; 6 - корпус різцетримача; 7 – пластинчата пружина;
- 8 - різець; 9 - маховичок переміщення різцетримача; 10 - вісь; 11 - накладка;
- 12 - гвинт

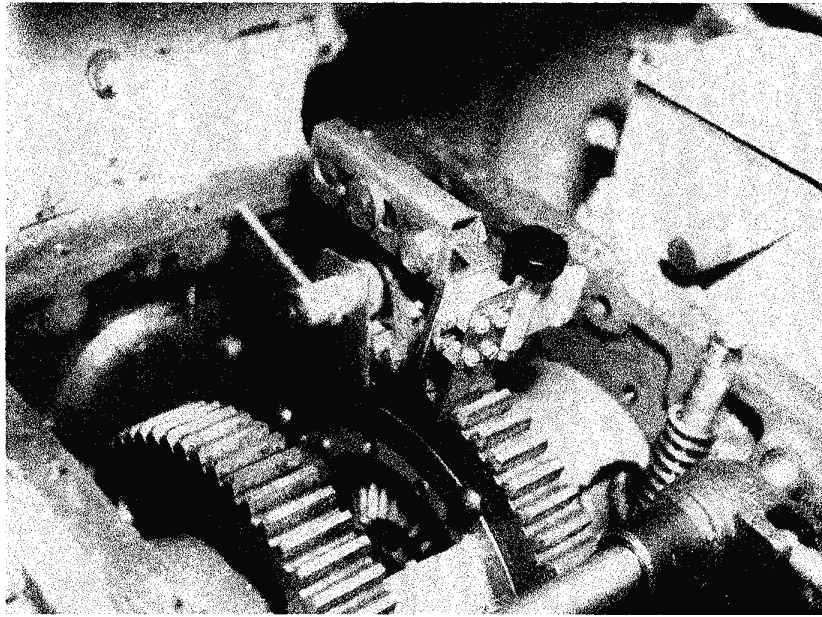


Рисунок 3.12 - Загальний вигляд пристосування для нарізування канавок на зубах, встановленого на зубчастому колесі

Радіус кривизни поверхні зуба визначається по формулі [6]:

$$R = \sqrt{r_x^2 - r_b^2} \quad (3.1)$$

де r_x - радіус окружного перерізу, в якому нанесена риска, мм;

r_b - радіус основного кола, мм.

$$r_b = r_w \cos \alpha_w = \frac{mz}{2} \cos \alpha_w, \quad (3.2)$$

де r_w - радіус ділильного кола, мм;

α_w - стандартний кут зачеплення, град.;

z - число зубів колеса, шт.;

m - модуль зуба, мм.

Розмір канавки визначався на мікроскопі мікротвердоміра ПМТ-3 із зліпків, знятих з робочих поверхонь зубів. Зліпки виготовлялися з самотвердіючої пластмаси "Протакрил-м". Зняття зліпків робилося за допомогою кондуктора, що встановлюється на досліджуваному зубі (рис.3.13). З кожного зліпка робилися три

виміри. Знос визначався як середнє арифметичне за свідченнями, знятих з трьох зубів, розташованих під кутом 120°.

3.8 Методика дослідження впливу температури трансмісійного масла на паливну економічність дизеля

Дослідження проводилося на технічно справному гальмівному стенді з біговими барабанами КИ-8927, при нормальному тиску в шинах коліс трактора Т-25А на 5 передачі [13]. Стенд заздалегідь був відтарований відповідно до вимог інструкції з експлуатації.

Вживане паливо і масло в двигуні відповідали вимогам технічних умов. Випробування дизеля проводилися на паливі марки «Л» ДСТУ 1305-95. У картер двигуна заливалося моторне мастило М-10-Г2К ДСТУ18581-98.

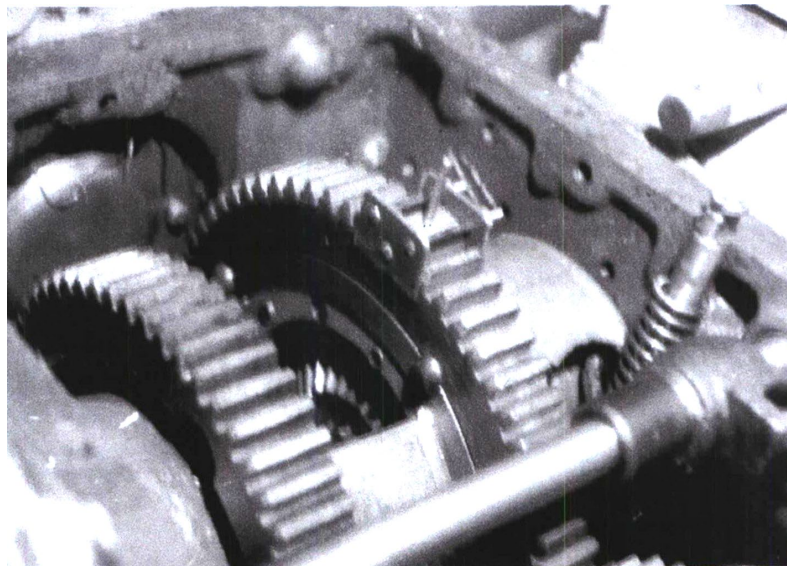


Рисунок 3.13 - Кондуктор для зняття зліпків з поверхні зубів

У корпусі трансмісії трактора використовувалося рекомендоване заводом виготівником трансмісійне масло ТМ-3-18 (Тап-15В) ДСТУ 23652-96. Необхідний температурний режим в системі мастила трансмісії підтримувався за допомогою двох електронагрівних пристроїв, встановлених в корпусі трансмісії трактора (див. рис.3.11).

Перед початком проведення випробувань триходовий кран знаходився в положенні, при якому паливо поступало з бака трактора. Двигун трактора запускався і працював при середніх оборотах колінчастого валу не менше 15 хвилин до настання сталого теплового режиму.

При досягненні двигуном трактора необхідного теплового режиму триходовий кран переводився в положення, коли паливо починало поступати з посудини, встановленої на вагах, паливоподача з бака припинялася.

Годинна витрата палива фіксувалася при температурах трансмісійного масла $(40...80)\pm 2$ °С (через кожні 10 °С), які є близькими до сталих максимальних температур за різних умов експлуатації тракторів.

Частота обертання колінчастого валу двигуна контролювалася, заздалегідь відкаліброваним, відповідно до інструкції з експлуатації, приладом ИМД-ЦМ і відповідала при випробуваннях 1785 ± 5 хв⁻¹.

Після визначення годинної витрати палива двигуном на необхідному режимі, триходові крани поверталися в початкове положення, тоді паливо подавалося з бака і перепускалося у бак.

Висновки до третього розділу

- 1 Розроблено програму експериментальних досліджень.
2. Розроблено методику проведення лабораторних випробувань
3. Розроблено методику дослідження температурних умов роботи масла в корпусі трансмісії трактора Т-25А.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Техніка безпеки при виконанні робіт

Під охороною праці розуміють систему законодавчих актів і відповідних заходів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності робітників. Система організаційних і технічних заходів і засобів, що надають запобігання виробничий травматизм, носить назву техніки безпеки.

Виробнича санітарія передбачає заходи по правильному змісту ремонтних підприємств та обладнання (належне освітлення, правильне розташування устаткування і т.д.) створення найбільш здорових і сприятливих умов праці, що запобігають професійні захворювання робітників.

Для попередження виробничого травматизму в кожному підприємстві необхідно:

- інструктувати з безпечних прийомів роботи;
- контролювати дотримання правил техніки безпеки.

Техніка безпеки на ділянці з ремонту електрообладнання:

- при знятті агрегатів і деталей, пов'язаних з великою фізичною напругою, а також при незручності у роботі слід застосовувати пристосування і знімачі, що забезпечують безпеку виконання даної роботи;

- при розбиранні знімати, транспортувати і встановлювати великовагові вузли слід за допомогою підйомно-транспортних механізмів, обладнаних пристосуваннями, захопленнями, що гарантують повну безпеку робіт;

- забороняється користуватися електроінструментом з несправною ізоляцією, або відсутністю заземлення.

Крім вивчення інструкцій передбачається вступний інструктаж при надходженні на роботу, інструктаж на робочому місці, додаткові інструктажі та навчання за спеціальною програмою.

5.2 Розробка карти проведення оперативного контролю за станом охорони праці

На виробничих дільницях завідувач ремонтною майстернею разом із громадським інспектором охорони праці щоденно перед початком зміни перевіряють стан охорони праці на робочих місцях і вживає відповідних заходів щодо усунення виявлених недоліків, які при цьому вписують у спеціальний журнал (журнал першого ступеня). У кінці зміни вони доповідають про недоліки своєму вищому керівництву, голові цехового комітету з охорони праці.

До контролю слід залучати лише найбільш кваліфікованих працівників.

Необхідно удосконалити форми журналу першого ступеня оперативного контролю. А також, додати логічну таблицю реєстрації та аналізу виробничих небезпек.

Одним з недоліків оперативного контролю є те, що існуючими положеннями передбачено розробки методичних вказівок щодо деталізації самого процесу перевірки. Необхідно точно вказати, що потрібно перевірити, які можуть бути недоліки з охорони праці на конкретній одиниці застосованого обладнання, пристроїв, матеріалів, де конкретно можна очікувати небезпеку, як знайти небезпеку і т.д.

Деталізувати процес перевірки допомагає технологічна карта оперативного контролю за першим ступенем.

План розміщення обладнання на виробничій дільниці і є основним елементом технологічної карти проведення оперативного контролю першого ступеня. Крім схематичного зображення обладнання, на цьому плані показаний маршрут руху ланки, що здійснює цей контроль.

5.3 Виробнича санітарія

До завдань виробничої санітарії входять: заходи щодо усунення шкідливої дії на людей відпрацьованих газів, етилованого бензину, дизельного палива кислот і лугів, розчинників та інших матеріалів і речовин, недопущення високих і

низьких температур, підвищеної вологості у виробничих приміщеннях і інших факторів, які можуть надавати шкідливий вплив на здоров'я людей.

Щоб забезпечити успішне проведення цих заходів, кожен працівник автогосподарства повинен добре знати властивості застосовуваних при експлуатації, обслуговування та ремонту техніки, а також правила спілкування з ними.

Важливою умовою безпечного і високопродуктивної праці є усунення виробничого шкоди, а саме:

- забруднення повітряного середовища;
- шумів і вібрації;
- не нормального теплого режиму (протяги, низька або висока температуру на робочих місцях).

Під впливом виробничого шкоди можуть виникнути професійні захворювання. Завдання виробничої санітарії та гігієни праці є повне виключення або суттєве зменшення виробничого шкоди. Приміщення автотранспортного підприємства обладнані опаленням, проточно-витяжною вентиляцією, санітарно побутовими приміщеннями, душовими, гардеробними, умивальниками, туалетами, приміщенням для прийому їжі та місцями для куріння.

5.4 Протипожежні заходи

Для приміщень підприємства і ремонтних служб характерна висока пожежна небезпека. Щоб не створити умов пожежі на підприємстві забороняється:

- допускати потрапляння на двигун і робоче місце паливо і масло;
- залишати в кабіні (салоні), на двигуні та робочих місцях обтиральні матеріали;
- допускати текти в паливопроводах, баках і приладах системи харчування;
- тримати відкритими горловини паливних баків і судин із займистими рідинами;
- мити або протирати бензином кузов, деталі й агрегати, мити руки й одяг бензином;

- користуватися відкритим вогнем при усуненні несправності;
- підігрівати двигун відкритим вогнем.

Усі проходи, проїзди, сходи підприємства повинні бути вільні для проходу і проїзду. Горища не можна використовувати під виробничі і складські приміщення.

Куріння на території виробничих приміщень підприємства дозволено тільки у відведених для цього місцях, обладнаних протипожежними засобами і написом "Місце для куріння".

Пожежні крани у всіх приміщеннях обладнають рукавами і стовбурами, укладеними в спеціальні шафи. У приміщеннях для ТО і ремонту автомобілів встановлюють пінні вогнегасники (один вогнегасник на 50 м площі приміщень) і ящики з сухим піском (один ящик на 100 м² площі приміщення). Близько ящика з піском на пожежному стенді повинні розташовуватися лопата, лом, багор, сокира, пожежне відро.

Своєчасне виявлення загоряння і швидке повідомлення пожежної команди є головною умовою успішної боротьби з пожежею.

За ступенем пожежної безпеки діляниця по ремонту стартерів належить до категорії Д. Ця категорія пожежне приміщення з наявністю матеріалів здатних горіти при створенні певних умов. Приміщення даної категорії повинні бути обладнані пожежними щитами. Пожежний щит і ящик повинні бути встановлені перед входом до діляниці.

Висновки до п'ятого розділу

1. Розроблено карту проведення оперативного контролю за станом охорони праці.
2. Розроблені заходи по створенню безпечних і нешкідливих умов праці.
3. Розроблені протипожежні заходи.

6 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Теоретичне обґрунтування впливу температури масла на процеси при терті і зношуванні зубчастих передач тракторних трансмісій показало існування раціонального інтервалу температур мастильного середовища, при якому інтенсивність зношування зубів ЗК найменша, підтверджене експериментально.

Підтримка температури трансмісійного масла в експлуатаційних умовах в межах 60...75°C дозволяє понизити інтенсивність зношування робочих поверхонь зубів ЗК в 1,4 рази і підвищити паливну економічність дизеля на 3,5 % (за рахунок зниження втрат потужності в трансмісії трактора). Ці показники встановлені по відношенню до температури трансмісійного масла, рівної 40 °С.

При нижчій температурі трансмісійного масла, особливо в області негативних її значень, яка спостерігається в початковий період роботи трансмісії трактора в зимових умовах експлуатації і досить тривалий час не підвищується вище 0°C, інтенсивність зношування робочих поверхонь зубів ЗК підвищуватиметься, а паливна економічність дизеля знижуватиметься ще істотніше в порівнянні з варіантом експлуатації трансмісії при раціональній температурі масла. У момент пуску агрегатів трансмісії ці показники стають ще критичнішими.

Для оцінки економічної ефективності від реалізації практичних заходів по підтримці раціонального температурного режиму трансмісійного масла в умовах експлуатації трактора нижче приведений розрахунок від підвищення ресурсу трансмісії і паливної економічності дизеля трактора, забезпечуваних за рахунок поточного вдосконалення (модернізації) трансмісії трактора при експлуатації [19] шляхом розробки системи її терморегулювання. Техніко-економічні показники обчислювалися за загальноприйнятою методикою [11].

6.1 Визначення витрат на модернізацію трансмісії трактора Т-25А

Додаткові витрати на модернізацію трансмісії трактора Т-25А визначаються по формулі:

$$\Delta C = C_{уд} - C_{у.с.} + C_{монт} + C_{нал} + H_{оп}, \quad (6.1)$$

де $C_{уд}$ - вартість устаткування, що додатково встановлюється на трактор, грн.

$C_{у.с.}$ - вартість агрегатів, що знімаються, які можна використовувати на запчастини, або продажу, $C_{у.с.} = 0$ грн.;

$C_{монт}$ - витрати на монтажні роботи, грн.;

$C_{нал}$ - витрати на наладку устаткування, грн.;

$H_{оп}$ - загальновиробничі накладні витрати, пов'язані з модернізацією трансмісії, грн.

$C_{уд}$ визначається по формулі:

$$C_{уд} = C_{к1} + C_{к2}, \quad (6.2)$$

де $C_{к1}$ - витрати на виготовлення і складання технічного засобу забезпечення передпускового підігрівання трансмісійного масла, грн.;

$C_{к2}$ - витрати на виготовлення і складання технічного засобу для підтримки раціонального температурного режиму трансмісійного масла в експлуатаційних умовах, грн.

Оскільки в нашому випадку відсутні витрати на виготовлення корпусних деталей, то:

$$C_{к1} = C_{о.д} + C_{н.д} + C_{сб.до} + C_{в.м} + C_{о.п} \quad (6.3)$$

де $C_{о.д}$ - витрати на виготовлення оригінальних деталей (втулки, шайби, гайки), грн.;

$C_{н.д}$ - ціна покупних деталей, $C_{н.д} = 900$ грн.;

$C_{сб.до}$ - повна заробітна плата з нарахуваннями на соціальні потреби, виробничих робітників зайнятих на складанні конструкції, грн.;

$C_{в.м}$ - вартість допоміжних матеріалів (2 - 4 % від основних), грн.;

$C_{о.п}$ - загальновиробничі накладні витрати на виготовлення конструкції, грн.

Витрати на виготовлення оригінальних деталей визначаються по формулі:

$$C_{o,\delta} = C_{np,n} + C_{m,z} \quad (6.4)$$

де $C_{np,n}$ - заробітна плата (з нарахуваннями) виробничих робітників, грн.;

$C_{m,z}$ - вартість матеріалу заготовки для виготовлення оригінальних деталей, грн.

$$C_{np,n} = C_{np} + C_d + C_{соц} \quad (6.5)$$

де C_{np} - основна заробітна плата токаря і зварювальника, грн.;

C_d - додаткова заробітна плата токаря і зварювальника, грн.;

$C_{соц}$ - нарахування на соціальні потреби, грн.

$$C_{np} = t_{cp} \cdot C_{ч} \cdot K_d, \quad (6.6)$$

де t_{cp} - середня трудомісткість виготовлення оригінальних деталей, люд.год.;

$C_{ч}$ - годинна ставка токаря 5-го розряду і зварювальника 4-го розряду, грн.;

$C_{ч1} = 145,43$ грн., $C_{ч2} = 138,79$ грн.,

K_d - коефіцієнт, що враховує доплати до основної заробітної плати,

$K_d = 1,125 \dots 1,130$.

$$C_d = \frac{12,5 \cdot C_{np}}{100}, \quad (6.7)$$

$$C_{соц} = R_{соц} \cdot (C_{np} + C_d), \quad (6.8)$$

де $R_{соц} = 26,8$ % - відсоток, що відраховується на соціальні потреби від основної і додаткової заробітної плати.

$C_{m,z}$ визначається по формулі:

$$C_{m,z} = C_3 \cdot Q_3, \quad (6.9)$$

де C_3 - ціна 1 кілограма заготовки, грн.;

Q_3 - маса заготовки, кг

$C_{сб}$ визначається по формулі

$$C_{сб.к} = C_{сб} + C_{д.сб} + C_{соц.сб} \quad (6.10)$$

де $C_{сб}$ і $C_{д.сб}$ - основна і додаткова заробітна плата виробничих робітників зайнятих на складанні конструкції, грн.;

$C_{соц.сб}$ - нарахування на соціальні потреби, грн.

$$C_{сб} = t_{сб} \cdot C_ч \cdot K_д, \quad (6.11)$$

де $t_{сб}$ - нормативна трудомісткість зборки, люд.год;

$C_ч$ - годинна ставка слюсаря 3-го розряду, $C_ч = 150,87$ грн.

$$t_{сб} = K_c \cdot \sum t_{сб}, \quad (6.12)$$

де K_c - коефіцієнт, що враховує співвідношення між повним і оперативним часом складання конструкції, $K_c = 1,08$;

$\sum t_{сб}$ - сумарна трудомісткість зборки складових частин конструкції

$$\sum t_{сб} = 5 \text{ люд.год.}$$

$C_{в.м}$ визначається по формулі:

$$C_{в.м} = 0,03 \cdot (C_{о.д} + C_{п.д})$$

$$(6.13)$$

$C_{о.п.}$ визначається по формулі:

$$C_{он} = \frac{C_{нр}^i \cdot R_{он}}{100}, \quad (6.14)$$

де $C_{нр}$ - основна заробітна плата виробничих робітників, що беруть участь у виготовленні і складанні конструкції, грн.;

$R_{он}$ - відсоток загальновиробничих витрат, $R_{он} = 142$ %.

$$C_{нр}^i = C_{нр} + C_{сб} \quad (6.15)$$

Остаточні значення тих, що становлять формули (6.3) приведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 - Витрати на виготовлення і складання технічного засобу забезпечення передпускового підігрівання трансмісійного масла

№п/п	Показники	Значення, грн.
1	$C_{о.д}$	436,5
2	$C_{п.д}$	900,0
3	$C_{сб.до}$	1700,0
4	$C_{в.м}$	410,0
5	$C_{о.п}$	384,0
6	Разом ($C_{кл}$):	3830,5

Методика визначення $C_{к2}$ аналогічна методиці визначення $C_{к1}$. Остаточні значення складових для визначення витрат на виготовлення і зборку технічного засобу для підтримки раціонального температурного режиму трансмісійного масла в експлуатаційних умовах приведені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 - Витрати на виготовлення і складання технічного засобу для підтримки раціонального температурного режиму трансмісійного масла в експлуатаційних умовах

№п/п	Складова	Значення, грн.
1	$C_{о.д}$	593,0
2	$C_{п.д}$	1281,0
3	$C_{сб.до}$	3300,0
4	$C_{в.м}$	390,0
5	$C_{оп}$	380,0
6	Разом ($C_{к2}$):	5944,0

Тоді: $C_{уд.} = 3830,5 + 5944,0 = 9774,5$ грн.

$C_{монт}$ визначаються по формулі:

$$C_{монт} = 0,15 \cdot C_{уд.}, \quad (6.16)$$

$$C_{монт} = 0,15 * 9774,5 = 1466,17 \text{ грн}$$

$$C_{нал} = 0,1 \cdot C_{уд.}, \quad (6.17)$$

$$C_{нал} = 0,1 \cdot 9774,5 = 977,45 \text{ грн}$$

$H_{оп}$ визначаються по формулі:

$$H_{оп} = 0,01 \cdot Z_n \cdot R_{оп}, \quad (6.18)$$

де Z_n - основна заробітна плата виробничих робітників, що беруть участь в модернізації конструкції, грн.

$$Z_n = t_p \cdot C_ч \cdot K_m, \quad (6.19)$$

де t_p - трудомісткість модернізації конструкції, $t_p = 14$ год

$C_ч$ - годинна тарифна ставка, грн.

$$C_q = \frac{C_{\text{мот}} \cdot K_{\text{ЕТС}} \cdot K_{\text{отр}}}{169,2}, \quad (6.20)$$

де $C_{\text{мот}}$ - мінімальна оплата праці за місяць, $C_{\text{мот}} = 13200$ грн;

$K_{\text{етс}}$ - коефіцієнт єдиної тарифної системи (ЕТС), для слюсаря- ремонтника 6-го розряду по ЕТС, $K_{\text{ЕТС}} = 2,44$;

$K_{\text{отр}}$ - підвищувальний коефіцієнт галузі, $K_{\text{отр}} = 1,8$.

$$C_q = \frac{13200 \cdot 2,44 \cdot 1,8}{169,2} = 342,6$$

K_t - коефіцієнт, що враховує доплату за наднормові і інші роботи, $K_t = 1,1$.

Тоді:

$$Z_n = 14 \cdot 342,6 \cdot 1,1 = 5276,04 \text{ грн}$$

$$H_n = 0,01 \cdot 5276,04 \cdot 142 = 7491,97 \text{ грн}$$

$$\Delta C = 9774,5 - 0 + 1466,17 + 977,45 + 7491,97 = 19710,1 \text{ грн}$$

6.2 Визначення економічної ефективності модернізації трансмісії трактора Т-25А

Модернізація трансмісії трактора Т-25А шляхом установки в її корпус системи терморегулювання трансмісійного масла дозволяє в умовах експлуатації понизити інтенсивність зношування робочих поверхонь, зубів ЗК в 1,4 рази, що дозволяє збільшити її ресурс на 40 % і підвищити паливну економічність дизеля на 3,5 %.

Комплексна річна економія від модернізації трансмісії визначається по формулі:

$$E_p = E_1 + E_2 \quad (6.21)$$

де E_1 - економія від збільшення ресурсу трансмісії трактора, *грн.*;

E_2 - економія від зниження годинної витрати палива, *грн.*

$$E_1 = I_c + I_m \quad (6.22)$$

де I_c , I_m - річні витрати на проведення капітального ремонту трансмісії трактора Т-25А, існуючі і після її модернізації відповідно, *грн.*

$$I_{c,m} = \frac{C_k \cdot t_p}{T_{k_{c,m}}}, \quad (6.23)$$

де C_k - вартість капітального ремонту трансмісії трактора Т-25А

$$C_k = 11500 \text{ грн.};$$

t_p - середньорічна кількість годин роботи трактора, $t_p = 565 \text{ год}$ [15];

T_{kc} , T_{km} - напрацювання до капітального ремонту, існуюче і після модернізації трансмісії відповідно, год

$$T_{kc} = 6000 \text{ год};$$

Після модернізації трансмісії потреба в капітальному ремонті виникатиме через:

$$T_{km} = 1,4 \cdot T_{kc} = 8400 \text{ год}$$

$$I_c = \frac{11500 \cdot 565}{6000} = 1082,9 \text{ грн}$$

$$I_m = \frac{11500 \cdot 565}{8400} = 773,5 \text{ грн}$$

$$E_1 = 1082,9 + 773,5 = 1856,4 \text{ грн}$$

E_2 визначається по форму

$$E_2 = 0,035 \cdot (G_q \cdot t_p \cdot Ц), \quad (6.24)$$

де G_q - годинна витрата палива, $G_q = 5,1 \text{ кг/год}$;

t_p - середньорічна кількість годин роботи трактора, $t_p = 565 \text{ год}$

$Ц$ - комплексна ціна 1-го кг палива, $Ц = 58,0 \text{ грн.}$

$$E_2 = 0,035 \cdot (5,1 \cdot 565 \cdot 58) = 5849,44 \text{ грн}$$

Таким чином: $E_p = 1856,4 + 5849,44 = 7705,84 \text{ грн}$

Окупність додаткових на модернізацію трансмісії трактора Т-25А визначається по формулі:

$$O_3 = \frac{E_p}{\Delta C} \cdot 100, \%$$

$$O_3 = \frac{7705,84}{19710,1} \cdot 100 = 39,1\%$$

Таким чином окупність додаткових витрат на модернізацію трансмісії трактора складе 39,1 %.

Основні показники економічної оцінки модернізації трансмісії трактора Т-25А представлені в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 Економічна оцінка модернізації трансмісії трактора Т-25А

№п/п	Показники	Значення показника	
		базовий	проектний
1	Збільшення ресурсу трансмісії трактора до капітального ремонту, %	30	40
2	Підвищення паливної економічності дизеля трактора, %	3,2	3,5
3	Додаткові витрати на модернізацію трансмісії трактора, грн.	11455,0	19710,1
	в т.ч.		
	-вартість устаткування, що додатково встановлюється на трактор, грн.;	6400,2	9774,5
	- інші витрати, грн.	7881,4	9935,6
4	Комплексна річна економія, грн.	-	7705,84
	в т.ч.		
	-економія від збільшення ресурсу трансмісії трактора, грн.;	-	1856,4
	-економія від зниження годинної витрати палива дизелем трактора, грн.	-	5849,44
5	Окупність додаткових витрат на модернізацію трансмісії трактора %	-	39,1

Висновки до шостого розділу

1. Економічне обґрунтування результатів досліджень підтверджує ефективність модернізації трансмісії трактора Т-25А за рахунок застосування в її корпусі системи терморегулювання трансмісійного масла.

2. Комплексна річна економія від збільшення ресурсу трансмісії до капітального ремонту і збільшення паливної економічності дизеля склала 7705, 84 грн. на один трактор. Окупність додаткових витрат на модернізацію трансмісії трактора склала 39,1 %.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. Серійні системи мастила механічних трансмісій тракторів в експлуатаційних умовах (особливо за низьких температур навколишнього повітря) не забезпечують оптимальний температурний режим роботи вузлів тертя, у зв'язку з відсутністю ефективних засобів передпускового підігріву та системи підтримки температури мастила в агрегатах трансмісій у раціональних межах.

2. Теоретично обгрунтовано наявність раціонального інтервалу температур трансмісійної олії, підтримання якого сприяє мінімізації товщини поверхневих шарів зубів, схильних до великих термонапруг, встановлення в контакт гідродинамічного режиму тертя і, тим самим, ліквідації мікроушкоджень робочих поверхонь зубів зубчастих коліс, зубчастої пари.

3. Зниження енерговитрат (моменту тертя в контакті роликів зразків) може бути досягнуто шляхом регулювання в'язкості масел, а це можливе зміною їх температурних режимів.

4. На управління інтенсивністю зношування, з розглянутих експлуатаційних факторів, найбільш істотно впливає температура трансмісійної олії. За підтримки раціональних температур $60...73^{\circ}\text{C}$ інтенсивність зношування робочих поверхонь роликів зразків найменша.

5. Характер зміни температури трансмісійної олії в корпусі трансмісії трактора Т-25А за різних температур навколишнього повітря практично однаковий. Найбільш інтенсивно воно нагрівається у перші 40...80 хвилин роботи трактора. Температура масла для даної моделі трактора та умов випробувань стабілізується через 120...150 хвилин безперервної його роботи та залишається практично постійною. Вона становить $+20...+21^{\circ}\text{C}$ у зимових умовах експлуатації при температурі навколишнього повітря $-23...-25^{\circ}\text{C}$ та $+47...+48^{\circ}\text{C}$ у літніх умовах за температури навколишнього повітря $+25...+27^{\circ}\text{C}$ відповідно, що говорить про відсутність раціонального температурного режиму роботи вузлів тертя.

6. Підтримка раціонального температурного інтервалу трансмісійної олії, рівного $60...75^{\circ}\text{C}$, в стендових умовах (по відношенню до температури 40°C

дозволяє знизити інтенсивність зношування робочих поверхонь зубців зубчастих коліс в 1,4 рази і підвищити паливну економічність дизеля на 3,5 %. Тому зазначений температурний інтервал рекомендується підтримувати як в експлуатаційних умовах, так і під час проведення тягових випробувань – з метою економії палива та електричної енергії.

7. Розроблена система терморегулювання, що включає технічні засоби забезпечення передпускового підігріву та підтримки температури трансмісійного масла в експлуатаційних умовах у раціональних межах, забезпечує пуск трансмісії трактора в роботу при температурі масла не нижче +5 °С та її експлуатацію при температурі, близькій до раціонального інтервалу температур, встановленому на підставі експериментальних досліджень.

8. Розроблені рекомендації щодо терморегулювання мастила в трансмісіях тракторів прийняті спілкою виробників сільськогосподарської техніки та обладнання для використання при розробці нормативно-технічної документації на модернізацію сільськогосподарської техніки, що перебуває в експлуатації, а результати експериментальних досліджень використовуються у навчальному процесі Закладу вищої освіти "Подільський державний університет".

9. При модернізації трансмісії трактора Т-25А, за рахунок застосування в її корпусі системи терморегулювання трансмісійної олії, комплексна річна економія від збільшення ресурсу трансмісії до капітального ремонту та збільшення паливної економічності дизеля становила 7705,84 грн. на один трактор. Окупність додаткових витрат на модернізацію трансмісії трактора становила 39,1 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бельських В. І. Діагностування і обслуговування сільськогосподарської техніки. Київ: Урожай, 2003. 575 с.
2. Борисюк М. Д., Кононенко В. А. Автоматизоване управління гідрооб'ємними трансмісіями і механізмами повороту гусеничних машин. Харків: ХГПУ, 2005. 176 с.
3. Віброакустична діагностика прихованих дефектів / Ф.Я. Балицький, М.А.Іванова, Е.І.Хомяков; Під ред. М. Д. Генкіна. Київ: Наука, 2009. 119 с.
4. Гаркунов Д.М. Триботехніка. Київ: Вища школа, 2005. 424 с.
5. Генкин М. Д., Соколова А.Г. Віброакустична діагностика машин і механізмів. Київ: Вища школа, 2017. 288 с.
6. Гринченко О. С., Литвиненко В. Л. Надійність машин в завданнях і прикладах. Харків: Око, 2001. 320 с.
7. Грицишин М. І. Система машин - основа реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі // Вісник аграрної науки. 2003. №3, С. 43-48.
8. Гуков Я.С., Масло І.П., Булгаков В. М., Войтюк Д.Г. Землеробська механіка - теоретична основа сільськогосподарської техніки // Вісник аграрної науки, 2003. №7. С. 10-14.
9. Коденко М. Н. Динаміка управління рухом гусеничних тракторів. Харків: Вища школа, Вид-во при Харківському університеті, 2003. 128 с.
10. Козаченко О. В. Випробування сільськогосподарських машин і прогнозування їх технічного стану // Вісник ХДТУСГ. Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. Харків: ХДТУСГ. Вип. 4, 2000. С. 44-48.
11. Костенко Ю.Т., Кузнецов Б.И. Оптимізація багатоканальних систем управління. Харків: Основа, 2016. 288 с.
12. Крагельський І.В., Михін Н.М.. Вузли тертя машин: Довідник. Київ: Техніка, 2004. 280 с.
13. Ксєневич І.П., Солонский М.С., Войчинський С. М. Проектування універсально-просапних тракторів. Дніпропетровськ:Наука і техніка,2008.320 с.

14. Лебедев А.Т. Гідропневматичні приводи тракторних агрегатів. Київ: Техніка, 2002. 184 с.
15. Лебедев А.Т., Шушляпін С. В. Контроль працездатності гідроприводів тракторів по параметрах перехідного процесу // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХДТУСГ. 2001. Вип. 7. С. 9-18.
16. Марченко Б.Г., Мислович М. В. Вібродіагностика підшипникових вузлів електричних машин. Київ: Наукова думка, 2002. 196 с.
17. Машины самохідні кормозбиральні КС-6 і КС-6Б. Технічні вимоги на ремонт. Київ: Урожай, 2009. 239с.
18. Методика визначення економічної ефективності технічного обслуговування і ремонту машинно-тракторного парку за участю районних виробничих об'єднань Сільгосптехніки. Київ: Урожай, 2016. 41с.
19. Методичні рекомендації для виконання та оформлення дипломної роботи здобувачами другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності Н7 «Агроінженерія» / Ю.І. Панцир, А.В. Рудь, В.І. Дуганець, В.І. Дуганець, Л.С. Шелудченко, С.М. Грушецький, Комарніцький С.П. За ред. В.І. Дуганця. – Кам'янець-Подільський: ЗВО «ПДУ», 2025. - 52 с.
20. Мигаль В. Д., Шевченко С. А. Аналіз принципів проектування, контролю якості виготовлення і технічного обслуговування тракторів // Вісник Харківського державного політехнічного університету. Нові рішення в сучасних технологіях. Харків: ХГПУ, Вип. 66. 2009. С. 86-88.
21. Михлін В. М. Управління надійністю сільськогосподарської техніки. Київ: Урожай, 1994. 355 с.
22. Новиков М. А., Бутусов Д.В., Перекопський А.Н. Підвищення ефективності функціонування агрегатів зернозбиральних комбайнів на основі періодичного вібродіагностування // Вісник ХДТУСГ. Механізація сільськогосподарського виробництва. Харків: ХДТУСГ, Вип. 11. 2002. С. 172-175.
23. Ополоник Т. М.. Ефективність діагностування тракторів. Київ: Техніка, 2008. 124 с.
24. Сергеев А.Г. Точність і достовірність діагностики автомобілів. Київ:

Транспорт, 2000. 188 с.

25. Технічна діагностика тракторів і зернозбиральних комбайнів. В. С. Ждановський, А.В.Миколаєнко та ін.; Під ред. В. М. Михліна. Київ: Урожай, 2008. 287 с.

26. Технічні засоби діагностування: Довідник / Під заг. ред. В. В. Клюєва. Київ: Техніка, 2005. 671 с.