

Форма № 24

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра «Автомобілі»
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему: «ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ
ДИФЕРЕНЦІАЛА З КОРОННИМИ ШЕСТЕРНЯМИ АВТОМОБІЛЯ
КАТЕГОРІЇ N3»

Виконав: студента VI курсу, групи Т-118
133 «Галузеве машинобудування»
Освітня програма (спеціалізація)
«Колісні та гусеничні транспортні
засоби»

Ткаченко М.О. 
(підпис)

Керівник доц., к.т.н. Кубіч В.І. 
(підпис)

Рецензент 
(прізвище та ініціали)

2019

Форма № 25

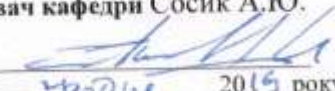
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Транспортний
 Кафедра Автомобілі
 Ступінь вищої освіти магістр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
 Освітня програма (спеціалізація) Колісні та гусеничні транспортні засоби

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Сосик А.Ю.


 "11" чэрпня 2019 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА

Ткаченко Микиті Олександровичу

1. Тема проекту (роботи): Обґрунтування параметрів робочих процесів диференціала з коронними шестернями автомобіля категорії N3.
 керівник проекту (роботи): Кубіч В.І. доц., к.т.н.
 затверджені наказом закладу вищої освіти від «22» листопада 2019 р. № 406
2. Строк подання студентом проекту (роботи): 09.12.19
3. Вихідні дані до проекту (роботи):
3.1 Роздавальна коробка автомобіля КАМАЗ – 44108 (прототип);
3.2 Основні технічні параметри автомобіля КАМАЗ - 44108;
3.3 Передавальне число диференціала роздавальної коробки $U=2,4$ при розподілу ваги по мостам: передній міст 5600 кг, задній візок 13550 кг.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Аналіз стану досліджень в області підвищення ефективності розподілу крутного моменту в трансмісіях автомобілів категорії N3. Запропонування технічного рішення щодо вдосконалення конструкції диференціала базової моделі роздавальної коробки. Аналітичні розрахунки параметрів робочих процесів мікосьового диференціала. Теоретичні дослідження параметрів розподілу вихідних крутних моментів. Експериментальні дослідження триботехнічних параметрів при моделюванні роботи зубчастого зачеплення. Узагальнення отриманих результатів та розробка рекомендацій до їх впровадження. Економічне обґрунтування магістерської роботи. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.
5. Перелік графічного матеріалу: Презентація на аркушах A4.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконав завдання
Дослідницький	Кубіч В.І. доц., к.т.н.	02.09.19	05.12.19
Економічний	Борисенко О.Е. доц., к.е.н.	03.09.19	05.12.19
Охорона праці	Лазуткін М.І. доц., к.т.н.	04.09.19	05.12.19

7. Дата видачі завдання «02» вересня 2019 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітки
1.	Узгодження теми дослідження.	02.09.19 - 05.09.19	
2.	Проведення огляду наукової літератури за обраною темою та здійснення порівняльного аналізу попередніх результатів. Формулювання основних наукових категорій дослідження	09.09.19 - 13.09.19	
3.	Вибір та обґрунтування методів дослідження, їх опис та формулювання пропозицій, щодо їх використання при проведенні теоретичних та експериментальних робіт.	16.09.19 - 20.09.19	
4.	Виконання розрахунків основних елементів конструкції диференціала з коронними шестернями. і визначення основних параметрів міжосьового диференціалу	23.09.19 - 27.09.19	
5.	Виконання аналітичних досліджень впливу моменту на перерозподіл підведеного до диференціалу крутного моменту по вихідним валам.	01.10.19 - 14.10.19	
6.	Планування та проведення експериментальних досліджень з моделювання трибологічного стану у зубчатому зачепленні.	15.10.19 - 30.10.19	
7.	Здійснення заходів щодо економічного обґрунтування магістерської роботи.	04.11.19 - 14.11.19	
8.	Розробка заходів з охорона праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.	18.11.19 - 02.12.19	
9.	Оформлення пояснювальної записки. Захист дипломного проекту.	05.12.19 - 16.12.19	

Студента


(підпис)

Ткаченко М.О.

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Кубіч В.І.

РЕФЕРАТ

ПЗ: 109 стр., 33 рис., 20 табл., 40 джерел.

В роботі вирішено науково-технічне завдання щодо отримання теоретично-експериментальних аспектів вдосконалення конструкції роздавальної коробки автомобілів категорії N3 з колісною формою 6x6 на підставі проведеного аналітичного обґрунтування параметрів робочих процесів, які протикають при перерозподілі крутних моментів при роботі диференціала з коронними шестернями.

Мета роботи – підвищення ефективності розподілу крутних моментів між вихідними валами роздавальної коробки під час буксування коліс ведучих мостів автомобіля.

Об'єкт дослідження – робочі процеси між елементами конструкції диференціала з коронними шестернями, що супроводжуються зміною параметрів їх силової взаємодії та трибологічного стану.

Методи дослідження – системний аналіз для визначення проблемних питань та узагальненої оцінки отриманих даних; класичні аналітичні розрахунки для визначення силових параметрів робочих процесів у диференціалі; графічне моделювання зв'язків між елементами надійності диференціала для попереднього визначення слабкої ланки; фізичне моделювання трибологічних станів зубчатого зачеплення для визначення характеристик тертя та зношування модельних зразків; методи математичної статистики для обробки експериментальних даних.

Проведено аналіз наукових підходів у дослідженнях щодо розподілу крутних моментів та запропонована конструкція диференційного механізму з коронними шестернями.

Визначені основні геометричні параметри елементів конструкції диференціала з коронними шестернями та його силові параметри щодо перерозподілу крутних моментів між вихідними валами роздавальної коробки.

Отримані дані дали можливість визначити межі значень сил та моментів, які навантажують зубчасте зачеплення сателітів з коронними шестернями, та момент тертя в блокувальних муфтах для керування процесом розподілу моментом, який підводиться до корпусу диференціала.

Побудована структурна модель диференціала з коронними шестернями та виконаний попередній розрахунок його норми надійності. Це дало можливість визначити найбільш навантажені кінематичні ланки диференціала з коронними шестернями.

Виконано фізичне моделювання триботехнічних станів зубчатого зачеплення в лабораторних умовах, на підставі якого отримані графічні моделі зміни коефіцієнта тертя від контактного тиску в умовах рясного мащення та на остаточно сформованих мастильних утвореннях при застосуванні трансмісійних олив за різними в'язкостями та з додаванням технологічної добавки «Polytron» МТС.

Виконана оцінка отриманих результатів та сформулюванні рекомендації щодо їх використання.

КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ, ОСЬОВА СИЛА, РОЗПОДІЛ, ДИФЕРЕНЦІАЛ,
КОРОННА ШЕСТЕРНЯ, ТРАНСМІСІЯ, НАВАНТАЖЕННЯ, КОЕФІЦІЄНТ
АСИМЕТРІЇ, САТЕЛІТ, ТРАНСМІСІЙНА ОЛИВА, КРУТНИЙ МОМЕНТ

ЗМІСТ

Вступ.....	10
1 Аналіз стану досліджень в області підвищення ефективності розподілу крутного моменту в трансмісіях автомобілів категорії N3.....	12
1.1 Аналіз сформованих наукових підходів до розподілу потужності по ведучим мостам (колесам).....	12
1.2 Проблеми розподілу потужності.....	16
1.3 Забезпечення можливості руху в ситуації вивішеного колеса.....	17
1.4 Аналіз нових типів диференціалів з функцією блокування на відповідність технічним вимогам.....	19
1.5 Формулювання основних категорій наукового дослідження.....	22
2 Запропонування технічного рішення щодо вдосконалення конструкції диференціала базової моделі роздавальної коробки.	25
2.1 Опис прототипної конструкції роздавальної коробки.....	25
2.2 Вибір та обґрунтування конструкції міжосьового диференціала.....	30
Висновки до розділу.....	31
3 Аналітичні розрахунки параметрів робочих процесів міжосьового диференціала.....	32
3.1 Розрахунок на міцність хрестовини міжосьового диференціала.....	32
3.2 Складання вузла з установкою сполучень і умов кріплень за допомогою САПР.....	33
3.3 Розрахунок норми надійності елементів диференціала з коронними шестернями.....	33
3.4 Визначення осьової сили в диференціалі з коронними шестернями.....	36
3.5 Визначення моментів, які підводяться до корпусу диференціала.....	38
3.6 Розрахунок моментів при нижчій і при вищій передачі в роздавальній коробці.....	38
3.7 Розрахунок геометричних розмірів коронних шестерен.....	39

3.8 Розрахунок сил, що діють на коронну шестерню.....	39
Висновки до розділу.....	40
4 Теоретичні дослідження параметрів розподілу вихідних крутних моментів.....	41
4.1 Силі і геометричні параметри коронних шестерень і фрикційних дисків.....	41
4.1.1 Визначення параметрів коронної шестерні вала задньої осі.....	41
4.1.2 Сили, що діють на коронну шестерню вала задньої осі при нижчій передачі.....	41
4.1.3 Сили, що діють на коронну шестерню вала задньої осі при вищій передачі в РК.....	42
4.1.4 Параметри коронної шестерні вала передньої осі.....	42
4.1.5 Сили, що діють на коронну шестерню вала передньої осі при нижчій передачі в РК.....	42
4.1.6 Сили, що діють на коронну шестерню вала передньої осі при вищій передачі в РК.....	43
4.2 Визначення закономірностей змін у розподілі крутних моментів в залежності від моменту тертя у фрикційних муфтах.....	44
Висновки до розділу.....	48
5 Експериментальні дослідження триботехнічних параметрів при моделюванні роботи зубчастого зачеплення.....	49
5.1 Розробка методичного забезпечення триботехнічних випробувань..	49
5.1.1 Аналіз технологічних можливостей машини тертя СМЦ-2.....	49
5.2 Визначення складових об'єкту триботехнічних випробувань.....	51
5.2.1 Запропонування схеми тертя.....	51
5.3 Запропонування трансмісійних олив.....	52
5.3.1 Визначення асортименту трансмісійних олив, які використовуються в зубчастих зачепленнях.....	52
5.3.2 Запропонування марок трансмісійних олив.....	53
5.3.3 Визначення доцільності застосування присадок для	

поліпшення мастильних якостей обраних олив.....	53
5.4 Розробка та складання плану експерименту.....	54
5.4.1 Складання етапів проведення експериментальних досліджень.....	54
5.4.2 Проведення експериментальних дослідів.....	54
5.4.3 Отримання трибограм та їх обробка.....	56
5.5 Обробка експериментальних даних.....	56
5.5.1 Методика визначення площин контакту.....	56
5.5.2 Побудова графічних залежностей $\mu=f(N)$, $t=f(N)$, $\mu=f(p)$, $t=f(p)$	
за часом випробувань.....	57
5.5.3 Визначення приведеної інтенсивності зношування за	
геометричними параметрами зносу кульки $I_p=f(N, S_p, L)$	63
5.6 Методика складання математичної моделі.....	66
5.7 Прогнозна оцінка коефіцієнта тертя в умовах реальної	
експлуатації диференціала.....	68
5.8 Порівняння прогновної оцінки з експериментальними даними.....	71
Висновки до розділу.....	72
6 Узагальнення отриманих результатів та розробка рекомендацій	
до їх впровадження.....	73
7 Економічне обґрунтування магістерської роботи.....	75
7.1 Визначення трудомісткості та тривалості роботи.....	75
7.2 Визначення кошторисної вартості роботи.....	77
7.2.1 Визначення витрат на матеріали.....	77
7.2.2 Розрахунок вартості палива й енергії.....	78
7.2.3 Визначення вартості спеціального устаткування	
для експериментальних робіт.....	79
7.2.4 Розрахунок амортизації устаткування, інструменту та приладів.....	80
7.2.5 Розрахунок заробітної плати.....	81
7.2.6 Внески на соціальні заходи.....	81
7.2.7 Накладні витрати.....	82
7.3 Розрахунок економічної ефективності роботи, що має	
теоретичний характер.....	83

Висновки до розділу.....	85
8 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	86
8.1 Аналіз потенційних небезпек.....	86
8.2 Заходи по забезпеченню безпеки.....	88
8.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	90
8.4 Заходи з пожежної безпеки.....	97
8.5 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	98
8.5.1 Організація цивільного захисту на промисловому об'єкті.....	98
Висновки до розділу.....	103
Висновки.....	104
Перелік джерел посилання.....	106

ВСТУП

У розвитку автомобілебудування чітко проявляється тенденція зростання частки випуску автомобілів універсального по кліматичних і дорожніх умовах призначення – здатних забезпечити безпечний рух з високою швидкістю на магістральних дорогах і, поряд з цим, можливість впевненого руху на засніжених і зледенілих дорогах, можливість переміщення по нерівному розмоклому ґрунту. Поширення автомобілів універсального призначення викликало підвищений інтерес до «нестандартних» для автомобілів підвищеної технічності рішень у розподілі потужності. Спостерігається активний розвиток не тільки конструкції трансмісії, а й методів розподілу потужності, що починає впливати на загальний технічний рівень автомобілебудування.

Складний і багато в чому суперечливий склад технічних вимог до конструкції повнопривідних автомобілів універсального призначення зачіпає, природно, і такий вузол трансмісії, як диференціал, технічний рівень і можливості якого починають істотно визначати технічний рівень розподілу потужності. Одним з нових явищ у розвитку диференціалів є формування спектру нових конструкцій в типажі диференціалів підвищеного тертя, тобто диференціалів з функцією неповного блокування. Важливою є також та обставина – поширення автоматичних диференціалів з керованою зміною коефіцієнта блокування. Разом з тим, наявний досвід експлуатації повнопривідних автомобілів, включаючи і продукцію провідних зарубіжних фірм, результати випробувань і експертні оцінки свідчать, що досягнутий технічний рівень розподілу потужності, що визначає характеристики прохідності і керованості автомобіля, не забезпечує достатньої їх збалансованості. Наявний у вітчизняному автомобілебудуванні досвід розробки повнопривідних автомобілів універсального застосування, орієнтованих на використання нових рішень в конструкції вузлів розподілу потужності, не отримав достатнього розвитку. Істотним стримуючим фактором для вітчизняного автомобілебудування є те, що

недостатньо вивчено розподіл потужності в характерних і специфічних умовах руху повнопривідного автомобіля, наявні рекомендації щодо формування концепції розподілу, вибору типів диференціалів, коефіцієнтів блокування недостатні і, в ряді випадків, суперечливі. Відсутні інженерні методи розрахунку специфічних зубчастих зачеплень, розрахунку коефіцієнта блокування нових типів диференціалів.

Актуальність науково-дослідних робіт в напрямку вивчення розподілу потужності в повнопривідному автомобілі, аналізу розвитку важливої складової частини вузлів розподілу потужності – міжколісних і міжосьових диференціалів, технічних вимог до них, розробки інженерних методів розрахунку, що забезпечують необхідний технічний рівень на ранніх стадіях проектування автомобіля, стає, очевидною. У відповідності з зазначеним обрана тема випускної магістерської роботи є актуальною та спрямована на підвищення ефективності розподілу крутних моментів між вихідними валами роздавальної коробки під час буксування коліс ведучих мостів автомобіля категорії N3.

Магістерське дослідження виконано у відповідності з темою науково-дослідної роботи кафедри «Автомобілі» № 01918 «Дослідження якісних показників колісних та гусеничних транспортних засобів».

Наукова новизна досліджень полягає у тому, що отримано залежності коефіцієнта тертя ковзання від зміни контактних тисків для модельного трибоз'єднання «диск, що обертається – нерухома кулька», що відтворює реальні експлуатаційні режими навантаження зачеплення зубців коронних шестерен з зубцями сателітів.

Отримані результати можуть бути використанні при здійсненні освітнього процесу при викладанні дисциплін «Автомобіль і основи конструкції», «Методологія наукових досліджень», «Надійність технічних систем».

Результати магістерського дослідження доповідались на двох студентських наукових конференціях «Тиждень науки» (2018, 2019 рр.) та були опубліковані у вигляді трьох тез доповідей.

1 АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗПОДІЛУ КРУТНОГО МОМЕНТУ В ТРАНСМІСІЯХ АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ N3

1.1 Аналіз сформованих наукових підходів по розподілу потужності по ведучим мостам (колесам)

Наукові дослідження авторів таких як Андреев А.Ф., Агейкін Я.С., Бахмутов С.В., Барикін А.О., Ванцевіч В.В., Ісхаков Н.М., Левін І.О., Лефаров А. А., Мапошев С.І., Селпфолов В.В., Серебряков В.В., Титков А.І., Умняшкін В.А., Чудаков Е.Д., Шуклин С.А. та ін. охоплюють проблеми розподілу потужності, властиві диференціалам підвищеного тертя з різними характеристиками зміни коефіцієнта блокування, диференціалам з автоматичним блокуванням на основі в'язкістних муфт. Для таких традиційних диференціалів, як черв'ячний, кулачковий, з фрикційними дисковими вузлами тертя, в роботах приведені методи розрахунку коефіцієнтів блокування. Досліджено питання впливу тертя в диференціалі на ККД трансмісії. Знаходить місце в дослідженнях проблема забезпечення прийняттого компромісу характеристик прохідності, керованості і стійкості автомобіля.

При русі колісних машин по пересіченій місцевості, особливо в складних дорожніх умовах, при великій неоднорідності дорожнього покриття можливе істотне зниження середньотехнічну швидкості руху, яка безпосередньо впливає на ефективність колісної машини. Слід зазначити, що збільшення питомих потужностей силових установок не приводить до значного збільшення середньої швидкості руху, а істотно впливає на можливість повної реалізації потужності. З огляду на різні зчіпні властивості для кожного з коліс в кожен конкретний момент часу виникає необхідність у перерозподілі крутного моменту між колесами для повної реалізації тягової сили за умовами зчеплення з опорною поверхнею, що має на увазі управління

трансмisiєю. Крім того, виникає задача правильного визначення стану опорної поверхні під кожним колесом автомобіля для коректної роботи системи управління трансмісією.

Питаннями дослідження в області прохідності, керованості та ефективності колісних машин займалися наукові школи МГТУ, МАМІ, МАДИ, НАМІ, Академії БТВ і ін.

Питаннями впливу схем приводів до провідних коліс багатовісних КМ на експлуатаційні якості КМ займалися такі вчені як В.В. Ванцевіч [1], А.В. Денисов [2], А.Н. Єлісєєв [3], Ларін В.В [4].

У разі застосування диференціальної трансмісії найбільш простим способом перерозподілити крутний момент між колесами є застосування блокування диференціалів [5]. Такі блокування можна здійснювати примусово, використовувати частково блокування або використовувати самоблокувальні диференціали.

У літературі [6, 7, 8, 9, 10, 11] детально розглянуті вплив блокування диференціалів на експлуатаційні властивості колісної машини.

Питаннями, пов'язаними з теорією руху КМ великої вантажопідйомності, в тому числі по пересіченій місцевості, займалися такі вчені як Б.М. Белоусов [12], Б.А. Афанасьєв [13], Г.А. Смирнов [14].

В.Ф. Платонов досліджував вплив блокованих зв'язків для різних колісних формул трансмісій [15]. Зокрема, він встановив, що найбільше збільшення прохідності при блокуванні міжосьових, міжколісних диференціалів спостерігається на колісних машинах 4x4 і 6x6. Приріст тягового зусилля при цьому може досягати від 10% до 30%. На колісних машинах з колісною формулою 8x8 блокування міжколісних, міжосьових диференціалів практично не впливає на сумарне тягове зусилля.

Найбільш близьким дослідженням до теми дослідження є робота [16], в якій встановлено, що коефіцієнт зміщення крутного моменту є періодичною функцією кута повороту сателітів. При цьому періодична зміна відношення швидкостей між двома шестернями піввісей використовується для створення

потенційних бар'єрів диференційного обертання, і число змін передавального числа при одному оберті сателіта зменшується до значення одна друга чи менш.

У ряді робіт вказана необхідність нерівномірного розподілу крутних моментів по осях і колесам автомобіля. Так, Я.С. Агейкін досліджував це питання при вивченні прохідності на сипучих ґрунтах [17]. У його роботах зроблені висновки про те, що більший момент слід реалізовувати на колесах (мостах), які прокладають більш глибоку колію, тобто на задніх осях автомобіля.

Також велику увагу в літературі приділяється питанням зниження витрат потужності для різних схем трансмісій. Так, Шухманом С.Б. зроблений наступний висновок про розподіл крутних моментів: розподіляти крутний момент потрібно так, щоб кожне колесо працювало у вільному режимі [18].

В.В. Ванцевіч пропонує оптимізувати підведений до кожного колеса крутний момент за критерієм збільшення, розроблених ним транспортного і повного коефіцієнта корисної дії колісної машини [1,7], при цьому в якості обмеження використовувати такі параметри: зсув полюса повороту; збільшення радіусу повороту; коефіцієнт використання зчіпної сили; критичну швидкість руху.

Ю.В. Пікровській розробив прикладну теорію руху багатовісних колісних машин по деформуємим ґрунтам і обґрунтував необхідність застосування автоматичної системи розподілу крутних моментів по колесам в різко мінливих дорожніх умовах [19, 20].

Разом з тим поширення повнопривідних автомобілів універсального призначення, для яких важливі як показники прохідності, так і здатність забезпечити керованість на рівні, відповідним швидкісним характеристикам автомобіля, виявило недостатність наукового опрацювання ряду проблем розподілу.

Суперечливі рекомендації по вибору значення коефіцієнта блокування K_B диференціалів підвищеного тертя. Діапазон рекомендуємих

значень K_B надзвичайно широкий - від 1 до 8. В той же час є думка вважати, що за умов перерозподілу підведеного крутного моменту по вихідним валам за рахунок примусового або автоматичного керування цим процесом доцільно використовувати термін не коефіцієнт блокування, а коефіцієнт асиметрії K_a .

Відносно типу приводу - залишається неясним, яким більш конкретним значенням K_B в комплексі диференціалів слід віддати перевагу для передньої вісі, для міжосьового диференціала, для задньої вісі. Якщо для автомобіля з постійним повним приводом передбачається комплекс вузлів розподілення потужності з використанням диференціалів підвищеного тертя, то вибір K_B , має ще більше значення, ніж для автомобіля з приводом на одну вісь, оскільки на розподіл крутних моментів між колесами вісей накладається міжосьовий розподіл.

У роботі [21] на основі розрахункового дослідження повнопривідного автомобіля рекомендуються як достатні для забезпечення прохідності значення K_B не вище 2,5.

Недостатньо вивчений вплив розподілу потужності в режимі руху по кривій в умовах зниженого коефіцієнта зчеплення в поєднанні з дією додаткових бічних сил - пориву вітру, неправильного ухилу дороги. Слід констатувати, що недостатньо вивчено вплив значень K_B в комплексі диференціалів легкового повнопривідного автомобіля на курсову стійкість в таких складних умовах, як рух на дорозі з твердою поверхнею, що має «плями» з різко різними коефіцієнтами зчеплення - ділянками обмерзання, щільного укатаного снігу.

Є інформація про те, що фахівці ряду фірм віддають перевагу автоматичному підключенню приводу другого моста (BMW, зокрема, стосовно моделям X5 і X3), оскільки вважають ймовірним "виляння задка" при постійному повному приводі при наявному рівні розвитку техніки розподілу потужності.

Неоднозначна оцінка ККД трансмісії з диференціалами підвищеного

тертя. Як правило, встановлюється, що в реальних умовах руху проблеми ККД трансмісії автомобіля, що має диференціали підвищеного тертя, практично не існує навіть при високих значеннях коефіцієнту блокування і мінімальних радіусах поворота.

В цілому по відношенню до застосування диференціалів підвищеного тертя рекомендації суперечливі аж до протилежних оцінок - від кращої доцільності до заперечення через неоднозначність впливу внутрішнього тертя - поліпшення прохідності супроводжує вплив на керованість, а також у зв'язку з неефективністю в ситуації вивішеного колеса.

Недостатньо обґрунтованими видаються рекомендації по використанню методу розкручування вивішеного колеса (моста). Для підвищення ефективності рекомендуються високі значення K_6 в діапазоні 8 - 12. Однак, чим вище K_6 , тим нижче кутове прискорення на розкручувальному колесі (при порівнянній подачі палива в двигуні) і, відповідно, менше реактивні моменти в приводі вивішеного колеса (моста). Оскільки високі значення K_6 неприйнятні по умовам стійкості і керованості автомобіля і, відповідно, не можуть бути постійними, а для диференціала з керованою зміною коефіцієнта блокування не потрібен сам метод розкручування, то щодо застосування цього методу необхідні уточнення.

У період після 80-х р в автомобілебудуванні отримали застосування нові типи вузлів розподілу потужності: диференціали з автоматичним блокуванням за допомогою в'язкостної муфти, диференціали підвищеного тертя з помірним коефіцієнтом блокування - Торсен, Квайф, Торсен 2, керовані багатодискові фрикційні муфти, використовувані в складі диференціалів, а також для підключення приводу другого моста.

1.2 Проблеми розподілу потужності

Аналіз сформованих наукових підходів до розподілу потужності свідчить про те, що специфіка використання автомобіля універсального призначення загострила важливість ряду недостатньо досліджених

проблем розподілу.

Необхідний пошук методів більш збалансованого розподілу сил тяги, з тим щоб технічні рішення забезпечення прохідності автомобіля поєднувалися із збільшеною потребою забезпечення керованості і стійкості. Оскільки базовим рішенням в розподілі сил тяги є використання диференціалів з функцією блокування - повного або часткового, вважається за необхідним дослідження розподілу потужності при різних значеннях K_B в характерних режимах руху.

Необхідна розробка методу первинної оцінки розподілу для інженерного застосування, з тим щоб вже на ранній стадії проектування уникнути помилок у виборі типу вузлів розподілу моментів. Помилки вибору на початковій стадії можуть привести при подальшому доведенні автомобіля до зміни компоновальних рішень і навіть до зміни концепції повного приводу.

Необхідне коригування набору технічних вимог до вузлів розподілу потужності з урахуванням специфіки використання автомобіля і аналіз сучасних рішень по їх конструкції, аналіз тенденцій розвитку техніки розподілу потужності виходячи з виявленої специфіки технічних вимог. Слід визнати, що наявні в даний час рекомендації по формуванню концепції розподілу потужності не мають комплексного характеру і не відображають спостережуваного в світовій практиці поширення методів керованого розподілу потужності [22].

1.3 Забезпечення можливості руху в ситуації вивішеного колеса

Відомо, що при русі на місцевості зі складним рельєфом ситуація вивішування колеса (моста), коли втрачається контакт з опорною поверхнею, є найбільш складною. У цій ситуації міжколісний (міжосьовий) диференціал підвищеного тертя з постійним коефіцієнтом блокування не в змозі забезпечити передачу крутного моменту на колесо, що має достатнє зчеплення, оскільки через відсутність навантаження не виникає і момент

тертя. Ніяких переваг в порівнянні з «вільним» диференціалом не проявляється. Якщо в складі комплексу є і міжосьовий диференціал підвищеного тертя, то через відсутність моменту на одному з його вихідних ланок він також стає неефективним.

Диференціали зі знижувальним коефіцієнтом блокування (при збільшенні крутного моменту) більш ефективні в ситуації вивішеного колеса, але мають свої певні недоліки і, в зв'язку з цим, не набули поширення.

Альтернативними варіантами забезпечення сили тяги для продовження руху в умовах вивішеного колеса (для ускладнення ситуації приймаємо, що автомобіль нерухомий і немає сили його інерції, яка могла б бути корисною), як відомо, є: блокування диференціалів (примусове або автоматичне); розкручування вивішеного колеса, з тим щоб за допомогою його інерційного моменту створити на опорному колесі крутний момент, збільшений пропорційно коефіцієнту блокування; Розглянемо прийнятність цих варіантів.

Примусове блокування - ефективне і широко використовується рішення на автомобілях, призначених для використання в умовах бездоріжжя. Для масових повнопривідних автомобілів, для яких рух по ґрунту зі складним рельєфом є нехарактерним епізодом, примусове блокування може не відповідати загальній концепції типу автомобіля.

Автоматичне блокування диференціала в'язкістною муфтою в ситуації вивішеного колеса є прийнятним варіантом - час блокування, що становить менше 1 сек, не є критичним для ситуації вивішування (при щільному ґрунті під опорним колесом). Однак потрібен аналіз і виявлення тих особливостей в'язкістних муфт, які впливають, на що спостерігається в останні роки зниження їх застосовності.

Автоматичний диференціал з керованою зміною коефіцієнта блокування може бути визнаний найбільш досконалим рішенням. Однак його поширення є поки вельми обмеженим. Потрібно зробити аналіз причин уповільненого поширення і тенденцій розвитку цього типу диференціала.

Розкручування вивішеного колеса навіть при наявності диференціала підвищеного тертя метод не може вважатися ефективним і надійним, оскільки передача крутного моменту на опорне колесо короткочасна - обмежена часом реально можливого діапазону зміни обертів двигуна і розкручуваного колеса. Метод містить протиріччя і в своєму принципі - для силової ефективності методу переважно високе кутове прискорення на розкручувальному колесі, але при цьому відповідно скорочується тривалість імпульсу створення сили тяги на опорному колесі [22].

1.4 Аналіз нових типів диференціалів з функцією блокування на відповідність технічним вимогам

Порівняльний аналіз застосовуваних у сучасних автомобілях конструкцій диференціалів, що мають функцію блокування, повного або часткового, на максимальну відповідність сформульованим технічним вимогам є актуальним, оскільки жодна з відомих конструкцій диференціалів, ні відомі їх поєднання в складі автомобіля не відповідають в повній мірі всім цим вимогам. Як правило, оптимізація будь-якої характеристики призводить до несприятливої зміни інших.

В трансмісіях сучасних повнопривідних автомобілів знаходить застосування весь спектр диференціалів з функцією блокування:

- класичний шестерний (конічний або циліндричний) з примусовим ручним блокуванням (включаючи і привід управління з сервомеханізмами);
- шестерний з автоматичним блокуванням;
- механічної або за допомогою фрикційної муфти (в'язкісної або має гідравлічний насос);
- підвищеного тертя;
- з керованою зміною коефіцієнта блокування (на основі шестеренчатого диференціала).

Для найбільш поширених конструкцій не потрібен детальний аналіз - представляється достатнім висновок про ступінь відповідності технічним вимогам.

Для нових конструкцій, які не мають ще у вітчизняному автомобілебудуванні масового застосування і достатнього технічного аналізу, необхідно більш детальний розгляд.

Диференціал з примусовим блокуванням

Диференціал з примусовим блокуванням є класичним варіантом для автомобілів підвищеної прохідності. У максимально можливому поєднанні, як комплекс заблокованих диференціалів - заднього міжколісного, переднього міжколісного і міжосьового, використовується до теперішнього часу на автомобілі «Mercedes Gelendewagen», визнаний одним з еталонів по прохідності. Всі три диференціала цього автомобіля мають сервоприводи і управляються натисканням кнопок на панелі приладів.

У мінімальному за кількістю заблокованих диференціалів поєднанні як міжосьового з блокуванням за допомогою важеля, тривалий час застосовується на автомобілі «Нива», також має хороші характеристики прохідності.

Однак для автомобіля універсального призначення, примусове блокування диференціала не є оптимальним варіантом з наступних причин:

- є ймовірність несвоєчасного блокування, оскільки водій може не мати високих професійних навичок управління. При запізненому включенні може бути втрачена можливість руху розпочатого буксування колеса, при несвоєчасному пізньому виключенні на дорозі з високими зчіпними властивостями проявляться відомі наслідки циркуляції потужності;

- ускладнюється конструкція автомобіля, особливо при наявності сервоприводу.

- ускладнюється керування автомобілем в складних дорожніх умовах. Крім того, в умовах руху в розблокованому стані по дорозі з ділянками -

«плямами», мають знижений коефіцієнт зчеплення, сумарна сила тяги стає пульсуючим відповідно зі зривом будь-якого колеса (моста) в буксування. Тягова характеристика автомобіля не є максимально можливою в таких умовах, а в трансмісії вірогідні ударні навантаження, пов'язані з різким уповільненням розкрученого при пробуксовці колеса (при відсутності противобуксовальної системи). Відомі приклади, коли на легкових повнопривідних автомобілях (Volkswagen Passat Sinchro), примусове блокування міжосьового і заднього міжколісного диференціалів при наступних модернізаціях моделі вже не застосовувалася. Диференціал з примусовим блокуванням, таким чином, недостатньо відповідає висунутим технічним вимогам.

Диференціали з автоматичним блокуванням

Диференціал з автоматичним механічним блокуванням. Фірмою Eaton розроблений міжколісний диференціал з автоматичним механічним блокуванням. В основі конструкції - диференціал підвищеного тертя, з конічними шестернями і пакетом фрикційних дисків, кулачковим механізмом стиснення дисків, датчиком відносної швидкості відцентрового типу, що приводиться в обертання парою шестерень при наявності різниці кутових швидкостей шестерні піввісі і корпусу.

Блокування здійснюється при досягненні встановленої відносної швидкості ковзання 100 об/хв. Разом з тим, при швидкості руху автомобіля вище 32 км / год блокування не допускається. Слід зазначити, що для диференціала Eaton наслідки встановленої (швидкістю ковзання 100 об/хв) затримки з моментом блокування, яка могла б привести до закапування буксуючого колеса, пом'якшені, оскільки до моменту блокування конструкція працює як диференціал підвищеного тертя.

Диференціал відносно простий по конструкції і технології виробництва. Поєднуючи переваги автоматичного блокування в важких дорожніх умовах з перевагами диференціала підвищеного тертя, конструкція Eaton має і його відомі недоліки [22].

Міжколісний диференціал Eaton не може вважатися повністю відповідним встановленим технічним вимогам головним чином з наступних причин:

- механічне блокування, пов'язане із зупинкою обертання датчика швидкості щодо своєї вісі і зупинкою шестерень його приводу, є жорстким, що створює динамічні навантаження для цього приводу, що, відповідно, робить проблематичним забезпечення достатньої надійності та довговічності механізму блокування;

- ідеологічно повне блокування з однозначно заданими для механізму блокування умовами спрацьовування поступається принципом керованої зміни ступеня блокування диференціала за допомогою автоматичної системи управління.

Проведений аналіз сформованих наукових підходів по розподілу потужності по ведучим колесам, виявлення актуальних для повнопривідного автомобіля проблем дозволяють обґрунтовано сформулювати мету і задачі роботи.

1.5 Формулювання основних категорій наукового дослідження

З розглянутих вище конструкцій випливає, що робота диференціала з моментом тертя, збільшувальна в міру зростання сили тяги, повинна бути оптимізована так, щоб він міг задовольняти різним умовам руху. По-перше, крім поліпшення тягових якостей автомобіля, такий механізм повинен забезпечувати високу керованість автомобіля в найважчих умовах і, отже, на зледенілій, засніженій і брудній дорозі. По-друге, коефіцієнт розподілу моментів в області великих крутних моментів повинен бути таким, щоб забезпечувалося збільшення сили тяги при роботі з великими навантаженнями, наприклад, для тягачів, які буксирують причепа, або високошвидкісних автомобілів. По-третє, внутрішнє тертя має бути підібрано таке, щоб забезпечувалася вільна робота диференціала при всіх маневрах під час прямолінійного руху і на поворотах.

Ефективність роботи диференціала визначається типом автомобіля і повинна найкращим чином відповідати умовам його роботи. Наприклад, для

ведучого моста вантажного автомобіля потрібне збільшення коефіцієнта розподілу крутних моментів, і «перескакування коліс» для нього не настільки небезпечно. Навпаки, типовий легковий автомобіль, повинен мати диференціал дуже м'якої дії, що задовольняє одночасно вимогам, що пред'являються для руху по льоду, снігу або при буксируванні причепа.

Вибір типу і числа дисків муфти визначається виходячи з необхідної характеристики коефіцієнта розподілу моментів для того, щоб диференціал діяв найкращим чином.

На підставі здійсненого аналізу стану досліджень у ефективності розподілу крутних моментів в трансмісіях повнопривідних автомобілів мною сформульованні наступні категорії наукового магістерського дослідження.

Мета роботи – підвищення ефективності розподілу крутних моментів між вихідними валами роздавальної коробки під час буксування коліс ведучих мостів автомобіля.

Об'єкт дослідження – робочі процеси між елементами конструкції диференціала з коронними шестернями, що супроводжуються зміною параметрів їх силової взаємодії та трибологічного стану.

Предмет дослідження - встановлення закономірностей впливу моменту внутрішнього тертя у фрикційних муфтах блокування на перерозподіл крутних моментів між вихідними валами та навантаженості зубчастого зачеплення на коефіцієнт тертя в ньому.

Методи дослідження – системний аналіз для визначення проблемних питань та узагальненої оцінки отриманих даних; класичні аналітичні розрахунки для визначення силових параметрів робочих процесів у диференціалі; графічне моделювання зв'язків між елементами надійності диференціала для попереднього визначення слабкої ланки; фізичне моделювання трибологічних станів зубчастого зачеплення для визначення характеристик тертя та зношування модельних зразків; методи математичної статистики для обробки експериментальних даних.

Задачі дослідження:

- проаналізувати наукові підходи у дослідженнях, щодо розподілу крутних моментів та запропонувати конструкцію диференційного механізму;
- визначити основні геометричні параметри елементів конструкції диференціала пропонованої конструкції;
- визначити силові параметри, щодо перерозподілу крутних моментів між вихідними валами роздавальної коробки;
- побудувати та проаналізувати структурну модель пропонованого диференціала та попередньо розрахувати його норму надійності;
- визначити найбільш навантажені кінематичні ланки диференціала пропонованої конструкції;
- виконати фізичне моделювання триботехнічних станів зубчатого зачеплення в лабораторних умовах;
- здійснити оцінку отриманих результатів та розробити рекомендації щодо їх використання.

2 ЗАПРОПОНУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ ЩОДО ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДИФЕРЕНЦІАЛА БАЗОВОЇ МОДЕЛІ РОЗДАВАЛЬНОЇ КОРОБКИ

2.1 Опис прототипної конструкції роздавальної коробки

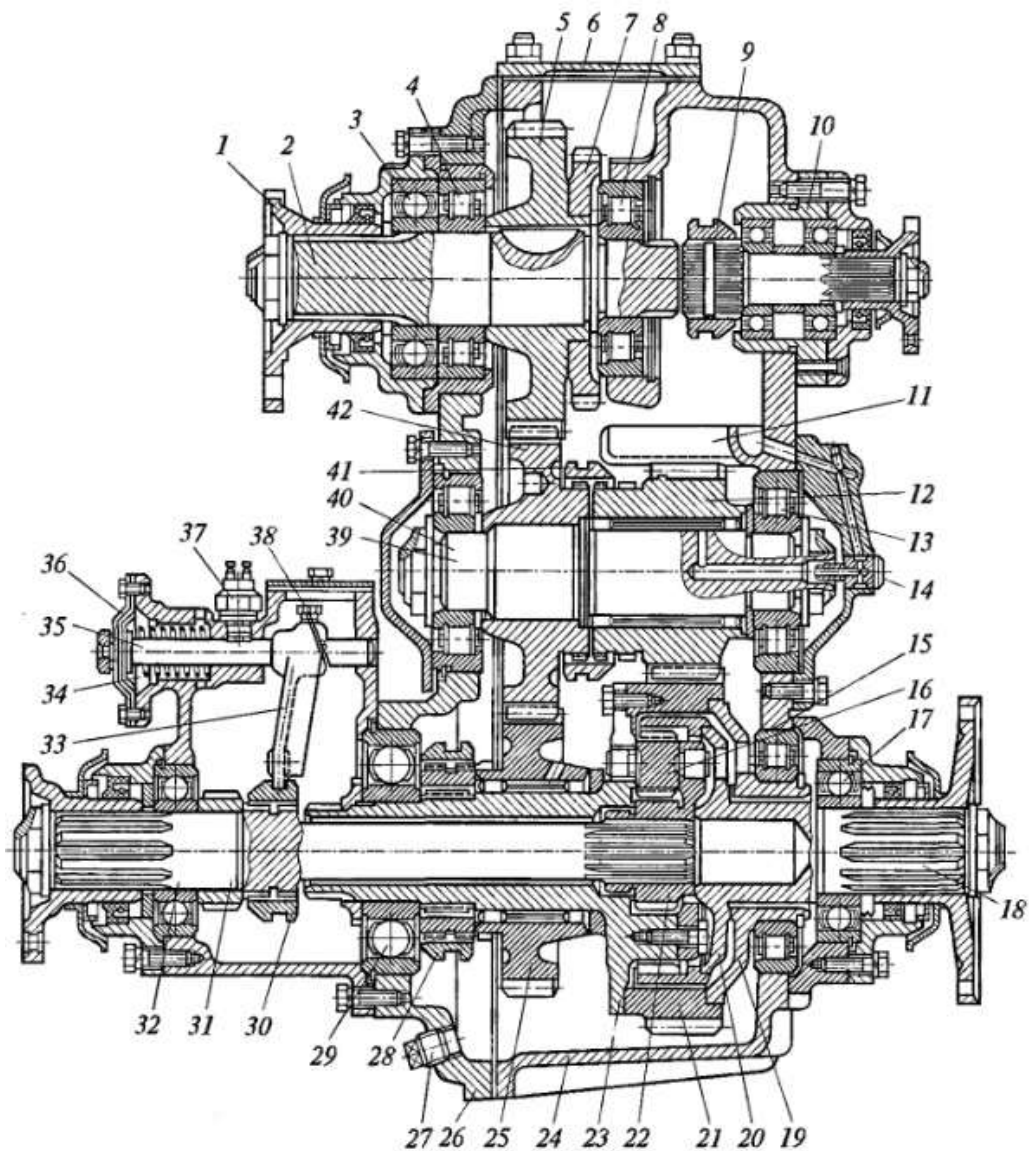
Найбільшого поширення на автомобілях підвищеної прохідності отримали двоступеневі роздавальні коробки.

На автомобілі КамАЗ-44108 (рис.2.1) встановлена механічна двоступенева роздавальна коробка з несиметричним міжосьовим диференціалом, з електропневматичним приводом управління перемиканням передач і пневматичним приводом управління блокуванням диференціалу. Передавальні числа: перша (знижує) передача - 1,692, друга (підвищує) передача - 0,917. Тому на понижувальній передачі роздавальна коробка виконує додатково функцію демультиплікатора, а що підвищує - подільник (мультиплікатора).

Роздавальна коробка встановлена на рамі і кріпиться на чотирьох гумових подушках.

Роздавальна коробка виконана по трьохвальній схемі. Усередині картера на підшипниках розміщений первинний вал з ведучою шестернею і шестернею відбору потужності. У верхній частині картера є люк, закритий кришкою, для установки спеціальної коробки для відбору потужності. Ця коробка дозволяє відбирати потужність від первинного валу до 44,1 кВт (60 л. с.) на ходу автомобіля. Включення здійснюється при зупинці автомобіля. У розточення заднього торця картера встановлена одношвидкісна коробка відбору потужності 6 на лебідку [23].

У редукторну частину коробки входять також проміжний вал з проміжною шестернею і шестернею понижувальної передачі, вал приводу переднього моста з шестернею підвищувальної передачі і диференціал з валом 10 приводу задніх мостів. Шестерня 8 понижувальної передачі і шестерня



1 — фланец первичного вала; 2 — первичный вал; 3, 4, 8, 13, 17, 40 — подшипники; 5 — ведущая шестерня; 6 — крышка верхнего люка; 7 — шестерня отбора мощности; 9 — муфта включения коробки отбора мощности; 10 — коробка отбора мощности; 11 — маслосборник; 12 — шестерня понижающей передачи; 14 — штуцер; 16 — сателлит; 18 — вал привода задних мостов; 19 — задняя обойма дифференциала; 20 — эпициклическая шестерня; 21 — ведущая шестерня межосевого дифференциала; 22 — солнечная шестерня; 23 — передняя обойма; 24 — картер раздаточной коробки; 25 — шестерня повышающей передачи; 26 — крышка картера раздаточной коробки; 27 — пробка; 28, 30, 41 — муфты; 31 — ведущая шестерня привода датчика электрического спидометра; 32 — вал привода переднего моста; 33 — вилка; 34 — пружина; 35 — шток; 36 — диафрагма; 37 — выключатель; 38 — замок; 39 — промежуточный вал; 42 — промежуточная шестерня

Рисунок 2.1 - Роздавальна коробка автомобіля КамАЗ-44108

підвищувальної передачі встановлені на роликопідшипниках з алюмінієвими сепараторами. На валу приводу задніх (середнього і заднього) мостів

встановлено несиметричний циліндричний міжосьовий диференціал. Диференціал, як і в роздавальній коробці автомобіля Урал-4320, складається з сонячної шестерні, чотирьох сателітів, епіциклічних (коронної) шестерні, змонтованих в роз'ємному корпусі диференціала.

Міжосьовий диференціал складається з водила 1 (рис. 2.2) з сателітами 14, сонячної шестерні 12 і епіциклічних (коронної) шестерні 11. Провідним елементом міжосьового диференціала є водило 1, в отворах якого встановлено чотири сателіта 14. Обертний момент, до водил 1 підводиться від ведених шестерень другої 8 або першої передачі 16. Сателіти 14 знаходяться в зачепленні з сонячної 12 і епіциклічних 11 шестернями. Від сонячної шестерні 12 крутний момент передається на вал приводу переднього моста, а від епіциклічних 11 - на вал приводу задніх мостів [24].

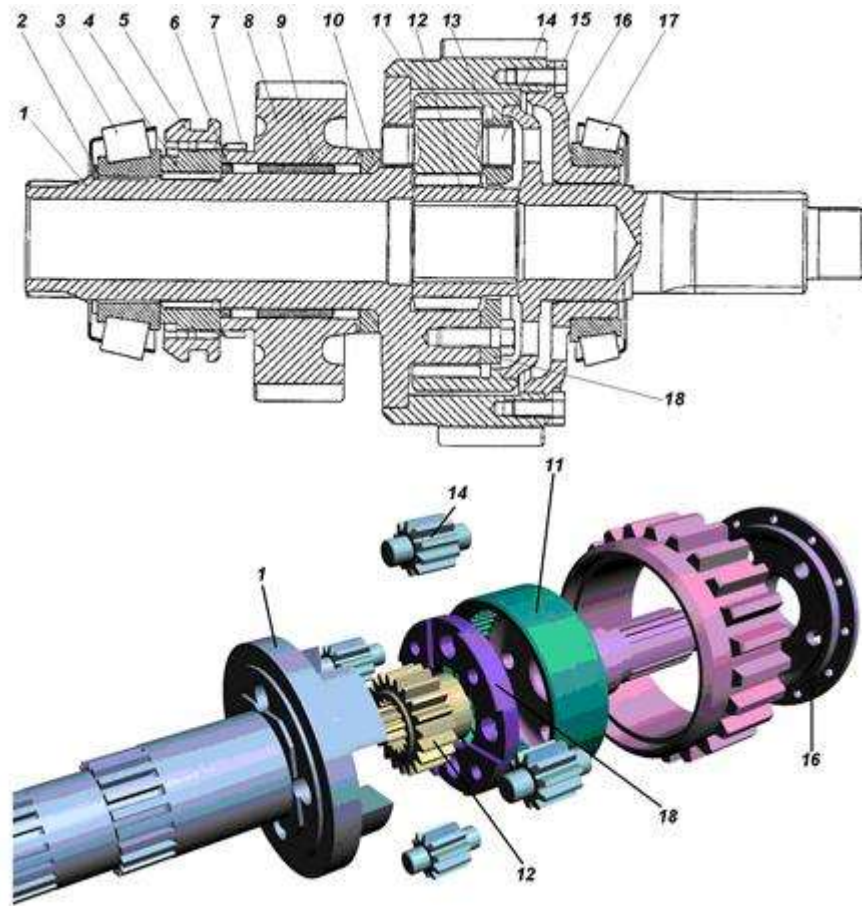
Водило корпусу складене, складається з передньої 1 і задньої 18 обойм. Передня обойма 1 (рис. 2.2) являє собою порожнистий вал з фланцем. Внутрішній отвір вала призначений для проходження валу приводу переднього моста. На передньому кінці вала нарізані шліци для з'єднання з муфтою блокування міжосьового диференціала.

Передня шліцьова частина вала передній обойми 1 переходить в циліндричну шийку, на яку до упору в торець шліцьовій втулки напресовано внутрішнє кільце 3 конічного підшипника. Від осьових переміщень кільце 3 зафіксовано стопорним кільцем 2, встановленим в канавці обойми 1.

Задня обойма 18 (рис. 2.2) являє собою кільце. В обоймах 1 і 18 в зборі розточені отвори для установки сателітів 14, після розточення обойми 1 і 18 з втулками 13 обробляються і застосовуються тільки спільно, для цього вони маркуються одним порядковим номером.

Між передньою 1 і задньою 18 обоймами водила встановлені чотири сателіта 14. Осі сателітів 14 встановлені в обоймах 1, 18 водила на втулках 13.

Після установки сателітів 14 і сонячної шестерні 12 обойми 1 і 18 фіксуються між собою чотирма штифтами і стягуються чотирма болтами 15. Момент затягування болтів $83-93 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($8,5-9,5 \text{ кгс} \cdot \text{м}$).



1 - передня обойма водила диференціала; 2 - кільце стопорне; 3, 17, - кільце внутрішнє з сепаратором і роликами; 4 - втулка шліцьова передньої обойми диференціала; 5 - муфта включення другої передачі; 6 - кільце переднє; 7 - ролик; 8 - шестерня другої передачі; 9 - кільце роликових підшипників шестерні другої передачі; 10 - шайба опорна шестерні другої передачі; 11 - епіциклічних шестерня; 12 - сонячна шестерня; 13 - втулка сателіта; 14 - сателіт; 15 - болт; 16 - шестерня першої передачі з маточиною; 18 - задня обойма диференціала

Рисунок 2.2 - Диференціал в зборі

На циліндричний борт фланця передньої обойми 1 водила напресована ведена шестерня нижчої передачі 16. Шестерня нижчої передачі косозуба, знаходиться в постійному зачепленні з шестірнею понижувальної передачі проміжного вала.

Після установки на сателіти 14 епіциклічних шестерні 11 з валом приводу задніх мостів до заднього торця шестерні понижувальної передачі болтами кріпиться маточина. У маточині отвір для установки валу приводу задніх мостів і є зовнішня циліндрична шийка, на яку до упору у фланець маточини напресовано внутрішнє кільце конічного підшипника 17. Зовнішнє кільце

підшипника по посадці ковзання встановлена в картері роздавальної коробки і фіксується чашкою підшипника вала приводу задніх мостів.

Шестерня 8 (рис.2.2) другої передачі косозуба, знаходиться в постійному зачепленні з шестірнею приводу проміжного валу. Шестерня 8 встановлена до упору в опорну шайбу на задній циліндричній шийці вала водила 1 на двох рядах насипних роликів 7, загальна кількість їх 98 штук. Між роликами 7 встановлено кільце розпору 9, а в передній частині встановлено кільце 6. Для передачі крутного моменту на водило 1 диференціала шестерня 8 має зовнішній циліндричний зубчастий вінець, а на середній шліцьованій частини вала передній обойми 1 встановлена шліцьова втулка 4. Втулка 4 має зовнішню шліцьовану частину, на якій розміщується муфта 5 включення другої (підвищеної) передачі. У початковому стані і при відсутності повітря в пневмосистемі зубчаста муфта 5 на шліцьовій втулці 4 під дією пружини механізму включення знаходиться в крайньому лівому положенні, при цьому підвищена (друга) передача вимкнена. Для запобігання самовимикання передачі шліцьована частина втулки 4 складається з двох зубчастих вінців, при цьому передній вінець має велику товщину зубів, ніж задній, і вінець шестерні підвищувальної передачі. Від осьових переміщень шліцьова втулка 4 обмежена з одного боку шестернею 8 підвищувальної передачі, з іншого боку - внутрішнім кільцем 3 підшипника.

Від сателітів 14 диференціала крутний момент передається на сонячну 12 і епіциклічну 11 шестерні. Сонячна 12 шестерня циліндрична, прямозуба, встановлена на шліцах валу приводу переднього моста між передньою 1 і задньою 18 обоймами водила. З метою компенсації можливих неточностей при виготовленні деталей диференціала сонячна шестерня має можливість осевого переміщення в межах зазору між обоймами (виконана плаваючою).

Епіциклічна шестерня циліндрична, прямозуба, з внутрішнім зачепленням. У внутрішній циліндричний пояс шестерні запресований фланець вала приводу задніх мостів.

2.2 Вибір та обґрунтування конструкції міжосьового диференціала

Аналізуючи роздавальну коробку і диференціал автомобіля Камаз найбільш правильно і доцільно удосконалити дану конструкцію шляхом застосування диференціала з коронними шестернями (рис.2.3). Шестерні вихідних валів будуть конструктивного зміненні - виконуються з коронним зубчастим вінцем. При цьому сателіти будуть циліндричними. А площадки контакту будуть розташовуватися на різних радіусів обертання. Цей диференціал дозволяє змінювати значення крутного моменту, в результаті втрати зчеплення колесами однієї осі, при цьому в диференціалі змінюються швидкості обертання деталей і виникають осьові зусилля. В результаті диски

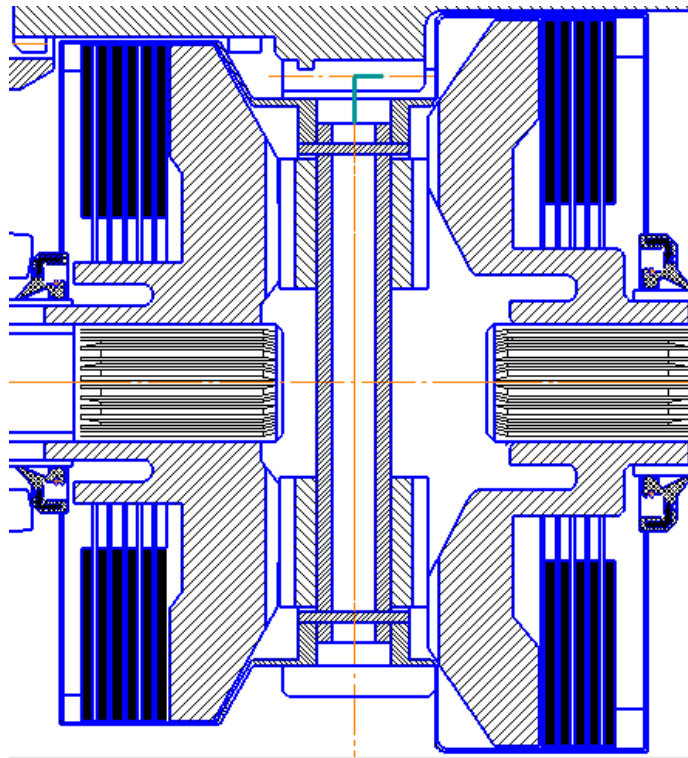


Рисунок 2.3 – Вдосконалений міжосьовий диференціал з коронними шестернями

відповідного комплексу притискаються один до одного. Виникає ефект самоблокування, і велика частина крутного моменту направляється до осі з кращим зчепленням. Такий диференціал дозволяє передати до 85% крутного моменту на задню вісь. А в протилежній ситуації, коли менше зчеплення мають колеса задньої осі, до 70% крутного моменту передається на передню

вісь. Він забезпечує необхідну силу тяги, в порівнянні зі звичайним диференціалом. Зусилля і крутний момент перерозподіляються без затримки і відповідно до умов руху. Завдяки механічному принципу роботи досягається максимальна ефективність і швидкодія застосовуваного пристрою, на відміну від звичайного диференціала, де блокування здійснюється вручну і з втратою потужності [25,26,27].

Висновки до розділу

Аналіз проблем, що виникають в процесі створення, виробництва, вдосконалення диференціалів, дозволяють обґрунтувати проведення випробувань диференціалів на виробництві і здійснити експериментальні дослідження новостворюваних і модернізованих механізмів, які в свою чергу повинні відповідати технічним вимогам.

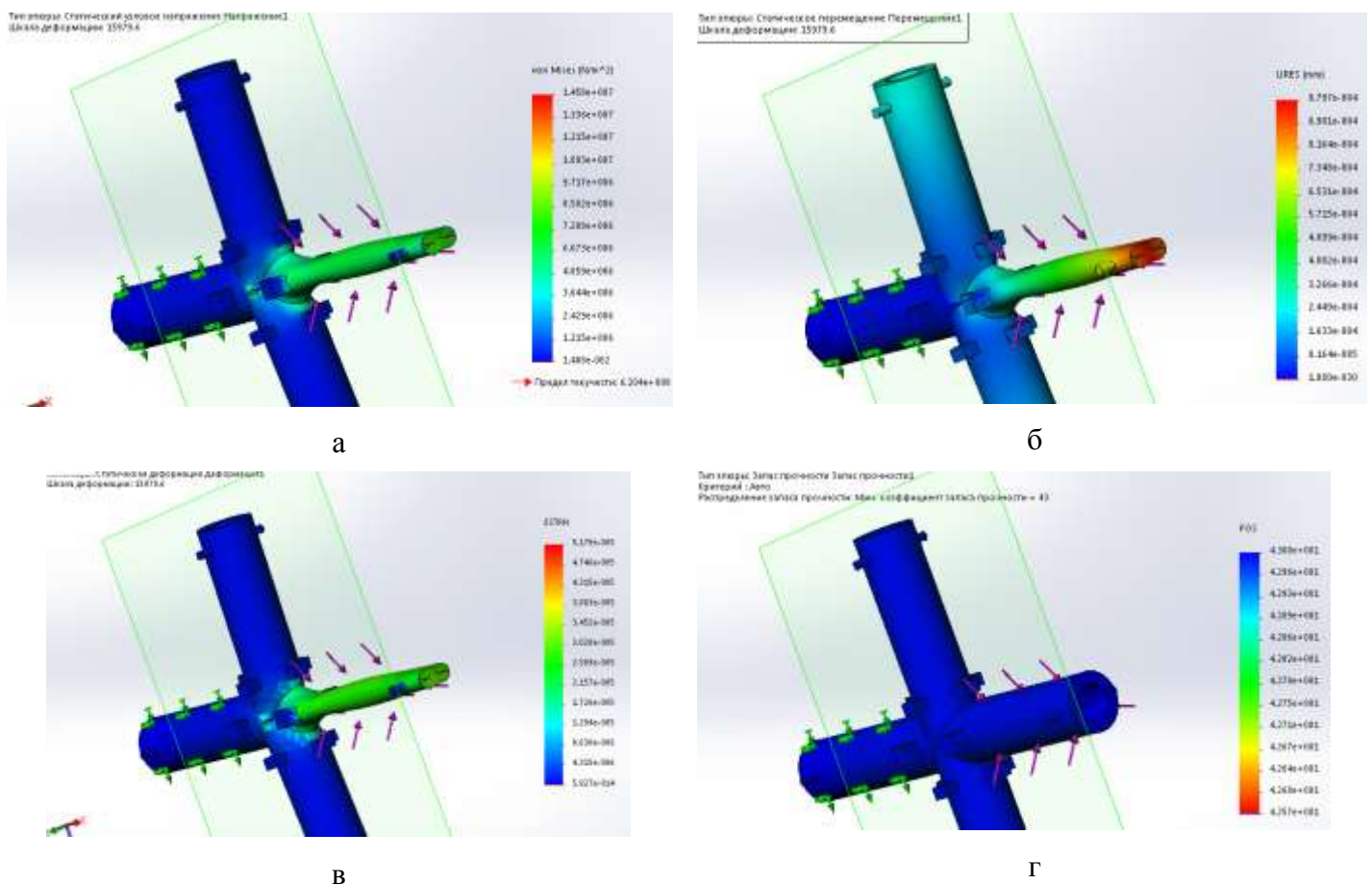
Для виконання розрахунків диференціалів іноді необхідні дані, які не завжди можуть бути отримані аналітично. У цих випадках потрібно постановка спеціальних експериментів.

Окремим напрямком в дослідженнях створюваних диференціалів слід виділити дослідження по визначенню їх довговічності і накопиченню втомних пошкоджень. Слід зазначити, що проведення досліджень за вказаним напрямком викликає необхідність створювання в ряді випадків стендових установок оригінальної конструкції. Це, зокрема, пояснюється необхідністю випробувань не тільки диференціалів, але і їх елементів.

3 АНАЛІТИЧНІ РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ МІЖОСЬОВОГО ДИФЕРЕНЦІАЛА

3.1 Розрахунок на міцність хрестовини міжосьового диференціала

Виходячи з розділів 1,2 виникла необхідність розрахунку на міцність хрестовини міжосьового диференціала за допомогою САПР. В програмі САПР були задані сили, крутний момент, які показані на рис. 3.1 стрілками. З лівої сторони одна частина кріпиться, а на другу частину безпосередньо прикладають силу. На діаграмі з права різними кольорами показані граничні руйнування (синій – слабке; червоним- граничні руйнування). Численні значення силових параметрів наведені в додатку Б.

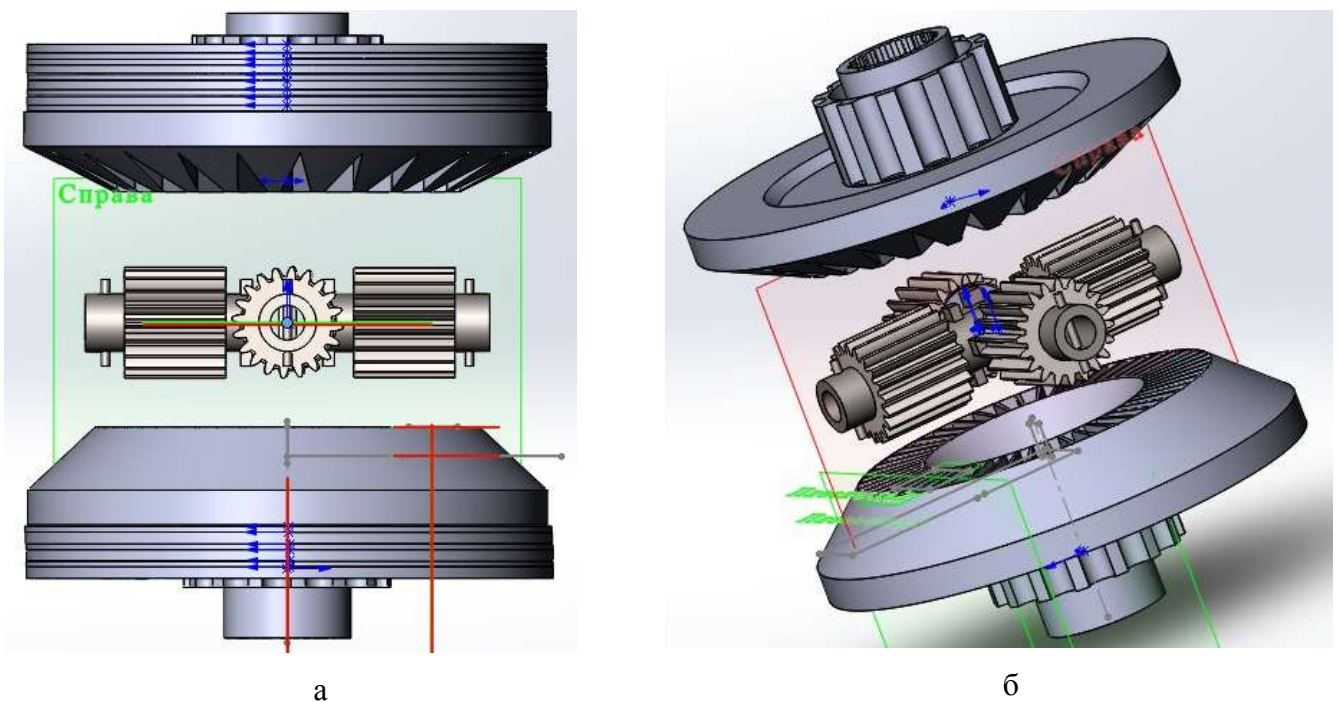


а - напруга по Мізесу; б - переміщення сумарне; в - деформація еквівалентна;
г - коефіцієнт запасу міцності

Рисунок 3.1 – Побудова і розрахунок в програмі САПР

3.2 Складання вузла з установкою сполучень і умов кріплень за допомогою САПР

На рис. 3.2 зображена 3D модель диференціала з коронними шестернями, фрикційні дисками, хрестовиною і сателітами в різних проекціях. Для побудови коронних шестерень, сателітів в програму САПР були закладені ділильний діаметр, модуль, кількість зубів. Для фрикційних дисків необхідна товщина фрикційних елементів.

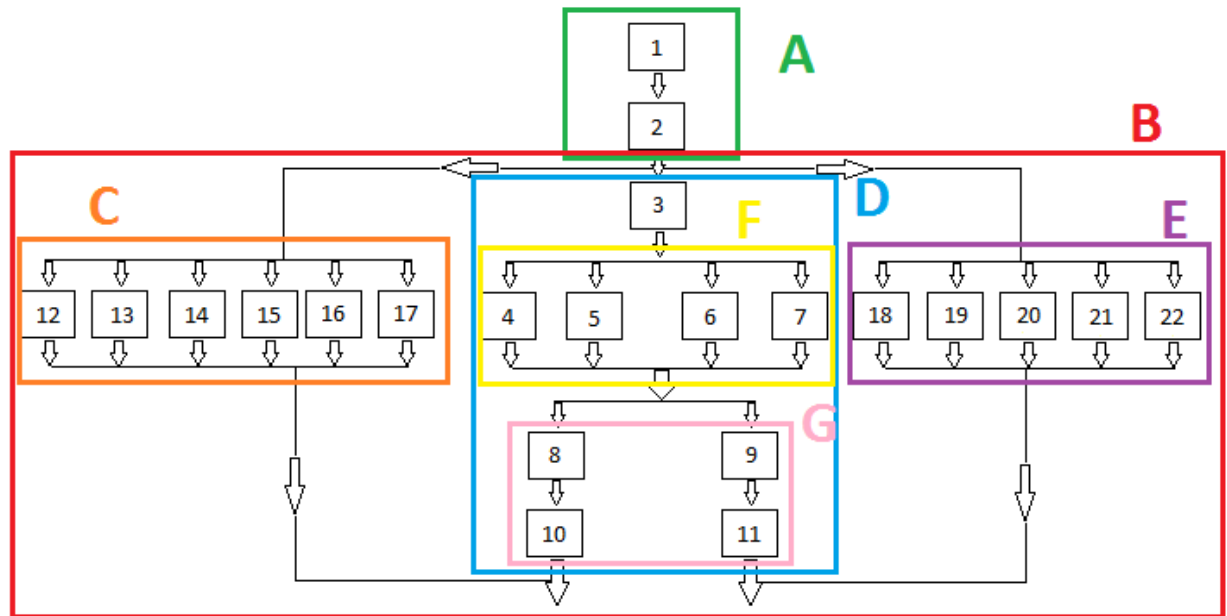


а – вид зверху; б – об'ємна модель

Рисунок 3.2 – 3D модель диференціала з коронними шестернями в програмі САПР

3.3 Розрахунок норми надійності елементів диференціала з коронними шестернями

Розрахунок норми надійності виконується відповідно до методики представленої в [28]. Методика передбачає побудову графічної моделі виходячи з визначення кількості елементів надійності. На рис. 3.3 представлена структурна схема міжосьового диференціала з коронними шестернями автомобіля КамАЗ-44108.



1 - провідна шестерня корпусу диференціала; 2 - водило;
 3 - хрестовина; 4,5,6,7 - сателіти; 8,10 - коронна шестерня вала передньої осі;
 9,11 - коронна шестерня вала задньої осі; 12,13,14,15,16,17 - пакет фрикційних дисків вала передньої осі; 18,19,20,21,22 - пакет фрикційних дисків вала задньої осі.
 Рисунок 3.3 - Структурна схема міжосьового диференціала з коронними шестернями автомобіля Камаз-44108

Виходячи зі структурної схеми міжосьового диференціала з коронними шестернями розраховуємо ймовірність безвідмовної роботи. Для зручності розрахунку всю структурну схему ділимо на підсхеми **A**, **B**, **C**, **D**, **E**, **F**, **G** і розраховуємо їх відповідно до формул (3.1, 3.2, 3.3, 3.4, 3.5, 3.6) наведених нижче.

Підсхеми **A**, **B** представляють послідовне і паралельне з'єднання, отже, формула результуючої ймовірності безвідмовної роботи набуде вигляду

$$R_{\Sigma} = R_A \times R_B, \quad (3.1)$$

де результуючі R_A , R_B знаходяться по формулам нижче

$$R_A = R_1 \times R_2 = R_i^2, \quad (3.2)$$

$$R_B = 1 - (1 - R_C)(1 - R_D)(1 - R_E), \quad (3.3)$$

Підсхема **B** складається з **C**, **D**, **E** підсхем, а **D** з **F**, **G**, отже, для них наведені формули результуючих для R_C , R_D , R_E

$$R_C = 1 - (1 - R_i)^6, \quad (3.4)$$

$$R_D = R_3 \times R_F \times R_G = R_3 \times [1 - [(1 - R_i)^4 \times 1 - [(1 - R_i)^2]^2], \quad (3.5)$$

$$R_E = 1 - (1 - R_i)^5, \quad (3.6)$$

Виходячи з конструкції диференційного механізму пропонується для розрахунку норми середніх напрацювань на відмову T_{m_i} використовувати середньостатистичні напрацювання на відмову для зубчастих зачеплень $T_{m_1} = 600000$ км. Для фрикційних дисків, які працюють в умовах сухого тертя $T_{m_2} = 400000$ км.

Тоді при загальному підході:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{600000 + 400000}{2} = 500000 \text{ км}$$

Також визначені згідно [29] інтенсивності відмов λ :

- для шестерен $\lambda_1 = 0.12 \times 10^{-6} \frac{1}{\text{км}}$
- диск зчеплення $\lambda_2 = 0.06 \times 10^{-6} \frac{1}{\text{км}}$
- диференціал в зборі $\lambda_3 = 1 \times 10^{-6} \frac{1}{\text{км}}$

Розраховуємо норму інтенсивності відмов λ'_i , $\lambda_i^{\gg}$ для двох випадків при відомому T_m и при λ_1, λ_2 .

$$\lambda'_i = \frac{1}{T_{m_i}} = \frac{1}{500000} = 2 \times 10^{-6} \frac{1}{\text{км}}$$

$$\lambda'_i = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2} = \frac{0.12 \times 10^{-6} + 0.06 \times 10^{-6}}{2} = 0.09 \times 10^{-6} \frac{1}{\text{км}}$$

На підставі того, що ресурс до капітального ремонту приймається як $t_0 = 300000$ тис.км ймовірність безвідмовної роботи R_i визначається як:

$$R'_i = \exp(-\lambda'_i t_0) = \exp(-2 \times 10^{-6} \times 300000) = \exp(-0.6) = 0.55$$

$$R_i^{\gg} = \exp(-\lambda_i^{\gg} t_0) = \exp(-0.09 \times 10^{-6} \times 300000) = \exp(-0.027) = 0.97$$

Далі введемо розрахунок по першому випадку, де $R_i = 0.55$

$$R_A = 0.55^2 = 0.3$$

$$R_B = 1 - (1 - 0.99)(1 - 0.5)(1 - 0.98) = 1 - 0.001 = 0.999$$

$$R_C = 1 - (1 - 0.55)^6 = 0.99$$

$$R_D = 0.55 \times [1 - [(1 - 0.55)^4] \times [1 - [(1 - 0.55)^2]^2]] = \\ = 0.55 \times 0.95 \times 0.95 = 0.5$$

$$R_E = 1 - (1 - 0.55)^5 = 0.98$$

Отже, знайдемо результуючу ймовірності безвідмовної роботи

$$R_{\Sigma} = 0.3 \times 0.999 = 0.2997$$

Результуюча R_{Σ} , говорить про малу ймовірності безвідмовної роботи. Для того, щоб підняти рівень надійності, необхідно здійснити безпосередній вплив перерозподілу крутного моменту, окружної та осьової сили на найбільш навантаженні та відповідальні ланки диференційного механізму, враховуючи при цьому ймовірність безвідмовної роботи, середні напрацювання на відмову, інтенсивності відмов. Розрахунок норми надійності вказав на слабку ланку та необхідність проведення для неї поглиблених експериментальних досліджень. Цієї ланкою визначено зубчате зачеплення між сателітами та короною шестернею, які перебувають в постійному зачепленні і піддаються дії окружною та осьових сил.

3.4 Визначення осьової сили в диференціалі з коронними шестернями

Встановлено, що основою саморегулювання процесу розподілу моментів між мостами автомобіля є підбурюючи силові дії з боку валів буксуючих коліс, які зумовлюють виникнення осьових сил між зубами сателітів і зубами коронних шестерень. У механізмі виникнення осьової сили провідну роль відіграють параметри геометрії зубчастого зачеплення сателіта з коронною шестернею. Визначальним з них є кут нахилу профілю коронної шестерні в площині дії осьової сили при провертанні сателіта. І це взято за основу аналітичних досліджень, оскільки встановлено, що коефіцієнт зміщення крутного моменту є періодичною функцією кута повороту сателітів. При цьому періодична зміна відношення швидкостей між двома шестернями піввісі використовується для створення потенційних бар'єрів диференційному обертанню, і число змін

передавального числа при одному оберті сателіта зменшується до значення одна друга чи менш [29].

Для оцінки кутів нахилу зубів коронних шестерень пропонується розрахункова схема (рис.3.4). Відповідно до сил, що діють в механізмі, кут нахилу β_{12} профілю зуба коронних шестерень в загальному вигляді виразиться таким чином (3.7):

$$\arctg \beta = f(F_t, M_{\text{вп}}, d_w, F_a) \quad (3.7)$$

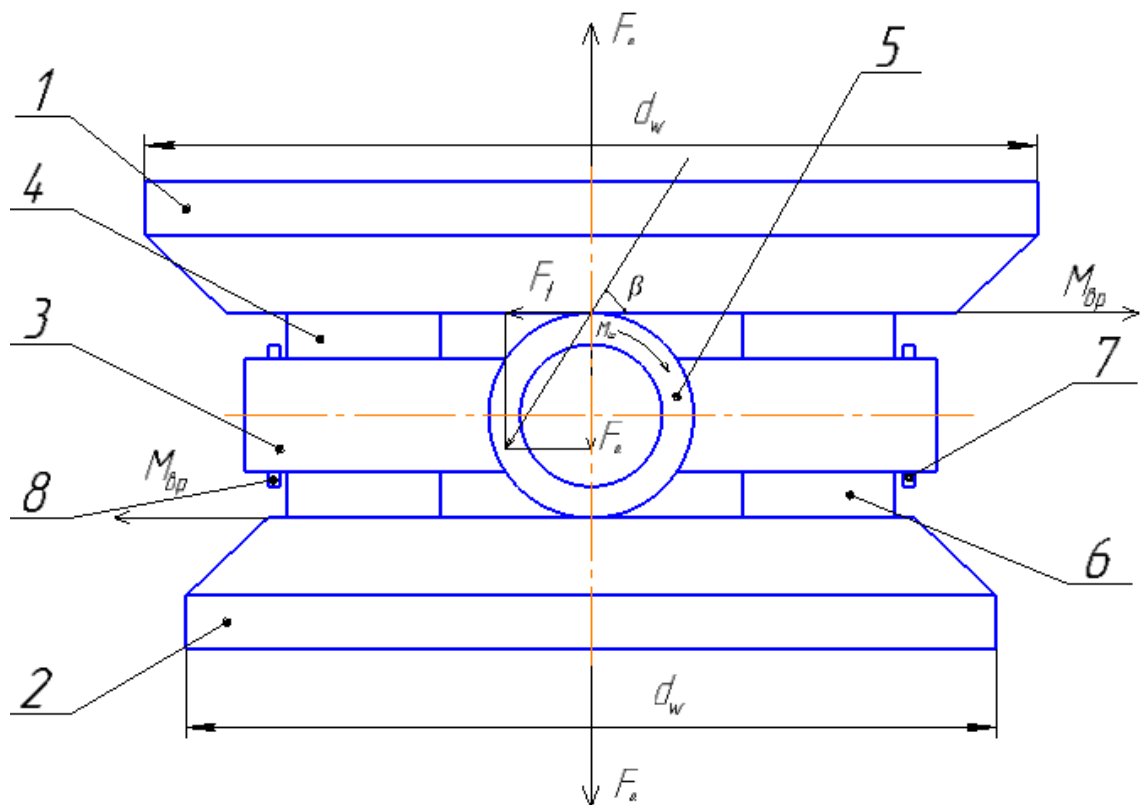
- окружна сила $F_t = 2 M_{\text{вп}} / d_w$,

де $M_{\text{вп}}$ - крутний момент на корпусі диференціала, Н·м;

d_w - дільний діаметр коронної шестерні;

- осьова сила $F_a = F_t \times \tg \beta$,

де β - кут нахилу профілю зуба коронної шестерні, град.



1,2 - коронна шестерня; 3 - хрестовина сателітів; 4,5,6- сателіт;
7,8 - шип сателіта

Рисунок 3.4 - Схема сил, що діють на сателіти і коронні шестерні

3.5 Визначення моментів, які підводяться до корпусу диференціала

Момент на корпусі диференціала при нижчій передачі визначається за формулою (3.8) [30]:

$$T_d = M_{\text{кп}} \cdot U_{\text{нп}} , \quad (3.8)$$

де $M_{\text{кп}}$ - момент після коробки передач, $H \cdot m$;

$U_{\text{вп}}$ - передавальне число нижчої передачі.

Для знаходження моментів на вихідних валах роздавальної коробки складаємо систему рівнянь (3.9) при нижчій передачі

$$\begin{cases} M_2 + M_1 = T_d \\ \frac{M_2}{M_1} = U_\partial \end{cases} , \quad (3.9)$$

де M_1, M_2 – моменти, що передаються відповідно на передній міст і задній візок.

Момент на корпусі диференціала при вищій передачі визначається за формулою (3.10) [30]:

$$T_d = M_{\text{кп}} \cdot U_{\text{вп}} , \quad (3.10)$$

де $M_{\text{кп}}$ - момент після коробки передач, $H \cdot m$;

$U_{\text{вп}}$ - передавальне число вищої передачі.

3.6 Розрахунок моментів при нижчій і при вищій передачі в роздавальній коробці

З огляду на момент тертя, момент на відстаючому валу визначається за формулою (3.11) [31]:

$$T_2 = \frac{T_\partial \cdot U_\partial}{U_\partial - 1} + 0.5 T_{\text{тр}} , \quad (3.11)$$

де T_∂ – крутний момент підводиться до корпусу диференціала, $H \cdot m$;

$T_{\text{тр}}$ - момент тертя в диференціалі, $H \cdot m$;

U_∂ - передавальне число диференціала.

Момент на забігаючому валу визначається за формулою (3.12) [31]:

$$T_1 = \frac{T_\partial}{1-U_\partial} - 0.5T_{mp}, \quad (3.12)$$

3.7 Розрахунок геометричних розмірів коронних шестерен

Модуль коронної шестерні визначається за формулою (3.13) [32,33]:

$$m = \frac{D_H}{z+2}, \quad (3.13)$$

де D_H - зовнішній діаметр шестерні, мм;

z - число зубів шестерні.

Дільний діаметр коронної шестерні визначається за формулою (3.14):

$$d_w = m \cdot z \quad (3.14)$$

3.8 Розрахунок сил, що діють на коронну шестерню

Окружна сила визначається за формулою (3.15) [30,32,33,]:

$$F_t = \frac{2M_{\text{вп}}}{d_w}, \quad (3.15)$$

де $M_{\text{кр}}$ - крутний момент на корпусі диференціала, Н · м;

d_w – дільний діаметр коронної шестерні, м.

Осьова сила визначається за формулою (3.16) [30,32,33]:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3.16)$$

де β - кут нахилу зубів.

Сила тертя на поверхнях фрикційних дисків визначається за формулою (3.17) [30,32,33]:

$$F_{\text{тр}} = N \cdot f_{\text{тр}}, \quad (3.17)$$

де N – осьова сила F_a , Н;

$f_{\text{тр}}$ - коефіцієнт тертя;

Середній радіус поверхонь тертя визначається за формулою (3.18) [30,32,33]:

$$r_{cp} = \frac{M_T}{F_{Tp}}, \quad (3.18)$$

де M_T – максимальний момент тертя, що передається через фрикційні диски, Н · м.

Внутрішній радіус фрикційних дисків визначається за формулою (3.19) [30,32,33]:

$$r_{cp} = \frac{R+r}{2}, \quad (3.19)$$

где $R = 62$ мм – зовнішній радіус фрикційних дисків;

r – внутрішній радіус фрикційних дисків, мм.

Висновки до розділу

Проведений аналітичний розрахунок надійності диференціала з коронними шестернями. Так як, ймовірність безвідмовної роботи елементів змінюється в часі за експоненціальним законом розподілу складено й графічно зображена структурна схема механізму.

Виконаний розрахунок норми надійності механізму по заданому рівню ймовірності безвідмовної роботи $R(t)$, значенню напрацювання (призначеного ресурсу) t_0 . При цьому виконано розрахунок структурної надійності (результуючої ймовірності безвідмовної роботи) для диференціала з коронними шестернями роздавальної коробки автомобіля.

Виконана графічна модель диференційного механізму з коронними шестернями в Компас 3D і реалізована в 3Д за допомогою САПР. Також в середовищі САПР проведений розрахунок на міцність хрестовини міжосьового диференціала, а саме: напруга по Мізесу, переміщення сумарне, деформація еквівалентна, коефіцієнт запасу міцності.

4 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ РОЗПОДІЛУ ВИХІДНИХ КРУТНИХ МОМЕНТІВ

4.1 Силіві і геометричні параметри коронних шестерень і фрикційних дисків

4.1.1 Визначення параметрів коронної шестерні вала задньої осі

Модуль зуба визначиться наступним чином:

$$m = \frac{196.3}{60 + 2} = 3.2$$

Ділильний діаметр визначиться наступним чином:

$$d_w = 3.2 \cdot 60 = 192 \text{ мм}$$

4.1.2 Сили, що діють на коронну шестерню вала задньої осі при нижчій передачі

Окружна сила визначиться наступним чином:

$$F_t = \frac{2 \cdot 14025}{0.192} = \frac{28050}{0.192} = 146093.8 \text{ Н}$$

Осьова сила визначиться наступним чином:

$$F_a = 146093.8 \cdot tg34 = 146093.8 \cdot 0.67 = 97882.8 \text{ Н}$$

Сила тертя визначиться наступним чином:

$$F_{\text{тр}} = 97882.8 \cdot 0.3 = 29364.8 \text{ Н}$$

Середній радіус поверхонь тертя визначиться наступним чином:

$$r_{\text{ср}} = \frac{5445}{29364.8} = 0.185 \text{ м} = 185 \text{ мм}$$

Значення 185 мм ділимо на кількість фрикційних дисків 5 штук.

Тоді $r_{\text{ср}} = 37 \text{ мм}$.

$$37 = \frac{62 + r}{2}; \quad 74 = 62 + r; \quad r = 74 - 62 = 12 \text{ мм}$$

4.1.3 Сили, що діють на коронну шестерню вала задньої осі при вищій передачі в РК

Окружна сила визначиться наступним чином:

$$F_t = \frac{2 \cdot 7601}{0.192} = \frac{15202}{0.192} = 79177.1 \text{ Н}$$

Осьова сила визначиться наступним чином:

$$F_a = 79177.1 \cdot tg34 = 79177.1 \cdot 0.67 = 53048.7 \text{ Н}$$

Сила тертя визначиться наступним чином:

$$F_{тр} = 53048.7 \cdot 0.3 = 15914.6 \text{ Н}$$

Середній радіус поверхонь тертя визначиться наступним чином:

$$r_{cp} = \frac{2951}{15914.6} = 0,185 \text{ м} = 185 \text{ мм}$$

Отже, бачимо, що отримане значення $r_{cp} = 185 \text{ мм}$ залишається незмінним як при нижчій, так і при вищій передачі в РК.

Значить, кількість фрикційних дисків в проектованому диференціалі дорівнюватиме 5 штук, їх зовнішній, середній і внутрішній радіуси відповідно рівні $R = 62 \text{ мм}$; $r_{cp} = 37 \text{ мм}$; $r = 12 \text{ мм}$.

4.1.4 Параметри коронної шестерні вала передньої осі

Модуль зуба визначиться наступним чином:

$$m = \frac{182.7}{25 + 2} = 6.8$$

Ділильний діаметр визначиться наступним чином:

$$d_w = m \cdot z = 6.8 \cdot 25 = 170$$

4.1.5 Сили, що діють на коронну шестерню вала передньої осі при нижчій передачі в РК

Окружна сила визначиться наступним чином:

$$F_t = \frac{2 \cdot 14025}{0.170} = \frac{28050}{0.170} = 165000 \text{ Н}$$

Осьова сила визначиться наступним чином:

$$F_a = 165000 \cdot \operatorname{tg} 29 = 165000 \cdot 0.55 = 90750 \text{ Н}$$

Сила тертя визначиться наступним чином:

$$F_{\text{тр}} = 90750 \cdot 0.3 = 27225 \text{ Н}$$

Середній радіус поверхонь тертя визначиться наступним чином:

$$r_{\text{ср}} = \frac{5775}{27225} = 0,212 \text{ м} = 212 \text{ мм}$$

Отже, отримане значення 212 мм ділимо на кількість фрикційних дисків

6. Тоді $r_{\text{ср}} = 35.3 \text{ мм}$.

Внутрішній радіус фрикційних дисків визначається за формулою (4.18):

$$35.3 = \frac{58.6+r}{2}; \quad 70.6 = 58.6 + r; \quad r = 70.6 - 58.6 = 12 \text{ мм}$$

4.1.6 Сили, що діють на коронну шестерню вала передньої осі при вищій передачі в РК

Окружна сила визначиться наступним чином:

$$F_t = \frac{2 \cdot 7601}{0.1325} = \frac{15202}{0.170} = 89423.5 \text{ Н}$$

Осьова сила визначиться наступним чином:

$$F_a = 89423.5 \cdot \operatorname{tg} 29 = 89423.5 \cdot 0.55 = 49182.9 \text{ Н}$$

Сила тертя визначиться наступним чином:

$$F_{\text{тр}} = 49182.9 \cdot 0.3 = 14754.9 \text{ Н}$$

Середній радіус поверхонь тертя визначиться наступним чином:

$$r_{\text{ср}} = \frac{3128.8}{14754.9} = 0,212 \text{ м} = 212 \text{ мм}$$

Отже, бачимо, що отримане значення $r_{\text{ср}} = 212 \text{ мм}$ залишається незмінним як при нижчій, так і при вищій передачі в РК.

Значить, кількість фрикційних дисків в проектованому диференціалі дорівнюватиме 6 штук, їх зовнішній, середній і внутрішній радіуси відповідно рівні $R = 58.6$ мм; $r_{cp} = 35.3$ мм; $r = 12$ мм.

4.2 Визначення закономірностей змін у розподілі крутних моментів в залежності від моменту тертя у фрикційних муфтах

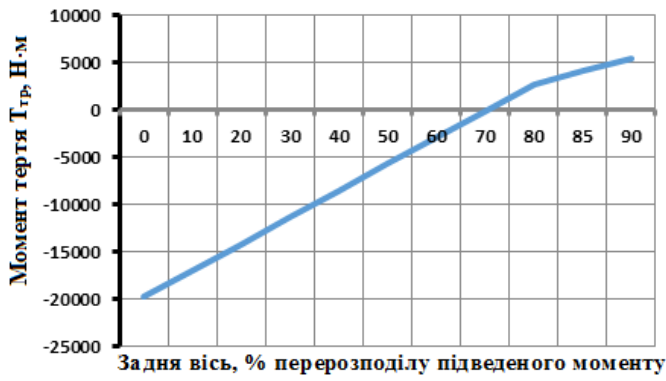
Дослідницько-аналітичні розрахунки показують, скільки і в якій кількості можна перерозподілити момент з буксуючого моста на міст, де є потреба у цьому моменті для подолання тієї чи іншої ділянки дороги.

Значення необхідного моменту, моменту на відстаючому і забігаючому валу, момент тертя, передавальне число і коефіцієнт блокування в залежності від процентного розподілу на задній візок представлені в таблиці 4.1

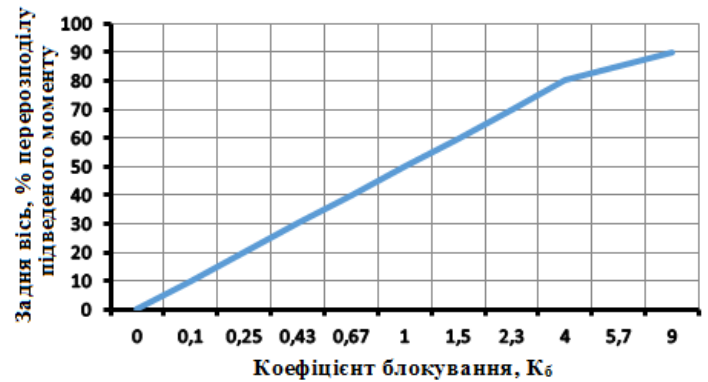
Таблиця 4.1 - Значення моментів при нижчій передачі в роздавальній коробці з урахуванням буксування переднього моста

Момент, %	$T_{\Sigma},$ $H \cdot m$	$T_1, H \cdot m$	$T_2, H \cdot m$	$U_d = K_6 = \frac{T_2}{T_1}$	$T_{тр}, H \cdot m$
0	-9900	14025	0	0	-19800
10	-8497.5	12622.5	1402.5	0.1	-16995
20	-7095	11220	2805	0.25	-14190
30	-5692.5	9817.5	4207.5	0.43	-11385
40	-4290	8415	5610	0.67	-8580
50	-2887.5	7012.5	7012.5	1	-5775
60	-1485	5610	8415	1.5	-2970
70	-82.5	4207.5	9817.5	2.3	-165
80	1320	2805	11220	4	2640
85	2021	2104	11921	5.7	4042
90	2722.5	1402.5	12622.5	9	5445

Виходячи з отриманих результатів табл. 4.1 будемо графічну залежність впливу моменту внутрішнього тертя на перерозподіл моментів по вихідним валам і графічну залежність впливу перерозподілу моментів по вихідним валам на коефіцієнт блокування (рис.4.1).



а



б

а - вплив моменту внутрішнього тертя на перерозподіл моментів по вихідним валам

б - вплив перерозподілу моментів по вихідним валам на коефіцієнт блокування

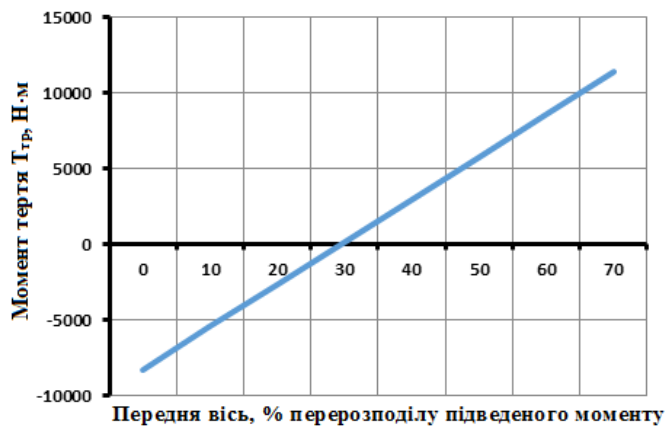
Рисунок 4.1 - Графічні залежності при нижчій передачі в роздавальній коробці з урахуванням буксування переднього моста

Значення необхідного моменту, моменту на відстаючому і забігаючому валу, момент тертя, передавальне число і коефіцієнт блокування в залежності від процентного розподілу на передній міст представлені в таблиці 4.2

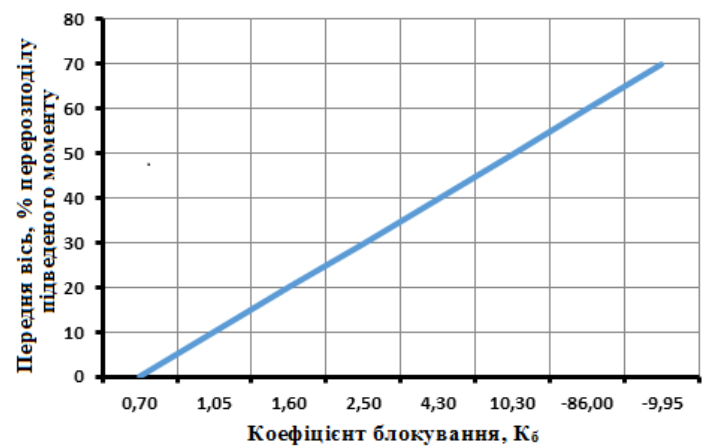
Таблиця 4.2 - Значення моментів при нижчій передачі в роздавальній коробці з урахуванням буксування заднього моста

Момент, %	$T_{\Sigma},$ $H \cdot m$	$T_1, H \cdot m$	$T_2, H \cdot m$	$U_d = K_b = \frac{T_2}{T_1}$	$T_{тр}$
0	-4125	8250	5775	0.7	-8250
10	2722.5	6847.5	7177.5	1.05	-5445
20	-1320	5445	8580	1.6	-2640
30	82.5	4042.5	9982.5	2.5	165
40	1485	2640	11385	4.3	2970
50	2887.5	1237.5	12787.5	10.3	5775
60	4290	-165	14190	-86	8580
70	5692	-1567	15592	-9.95	11384

Виходячи з отриманих результатів табл. 4.2 будуємо графічну залежність впливу моменту внутрішнього тертя на перерозподіл моментів по вихідним валам і графічну залежність впливу перерозподілу моментів по вихідним валам на коефіцієнт блокування (рис.4.2).



а



б

а - вплив моменту внутрішнього тертя на перерозподіл моментів у вихідні валів

б - вплив перерозподілу моментів у вихідні валів на коефіцієнт блокування

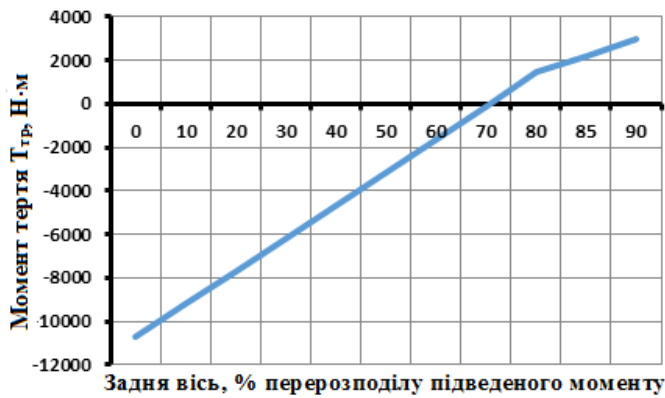
Рисунок 4.2 - Графічні залежності при нижчій передачі в роздавальній коробці з урахуванням буксування заднього моста

Значення необхідного моменту, моменту на відстаючому і забігаючому валу, момент тертя, передавальне число і коефіцієнт блокування в залежності від процентного розподілу на передній міст представлені в таблиці 4.3

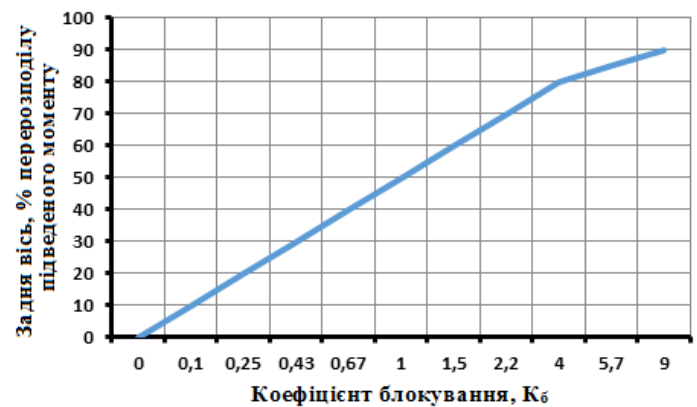
Таблиця 4.3 - Значення моментів при вищій передачі в роздавальній коробці з урахуванням буксування переднього моста

Момент, %	$T_{\Sigma},$ $\text{Н} \cdot \text{м}$	$T_1, \text{Н} \cdot \text{м}$	$T_2, \text{Н} \cdot \text{м}$	$U_d = K_b = \frac{T_2}{T_1}$	$T_{тр}$
0	-5365.4	7601	0	0	-10730.8
10	-4605.3	6840.9	760.1	0.1	-9210.6
20	-3845.2	6080.9	1520.2	0.25	-7690.4
30	-3085.1	5320.7	2280.3	0.43	-6170.2
40	-2325	4560.6	3040.4	0.67	-4650
50	-1564.9	3800.5	3800.5	1	-3129.8
60	-804.8	3040.4	4560.6	1.5	-1609.6
70	-44.7	2280.3	4918.4	2.2	-89.4
80	715.4	1520.2	6080.9	4	1430.8
85	1095.4	1140.2	6461	5.7	2190.8
90	1475.5	760.1	6840.9	9	2951

Виходячи з отриманих результатів табл. 4.3 будуємо графічну залежність впливу моменту внутрішнього тертя на перерозподіл моментів по вихідним валам і графічну залежність впливу перерозподілу моментів по вихідним валам на коефіцієнт блокування (рис.4.3).



а



б

а - вплив моменту внутрішнього тертя на перерозподіл моментів у вихідні валів

б - вплив перерозподілу моментів у вихідні валів на коефіцієнт блокування

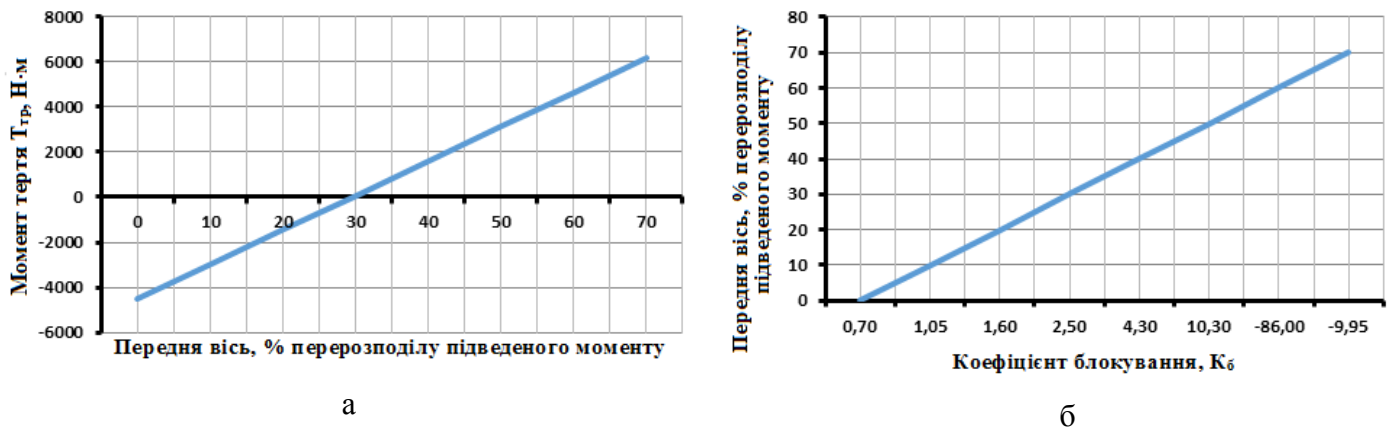
Рисунок 4.3 - Графічні залежності

Значення необхідного моменту, моменту на відстаючому і забігаючому валу, момент тертя, передавальне число і коефіцієнт блокування в залежності від процентного розподілу на передній міст представлені в таблиці 4.4

Таблиця 4.4 - Значення моментів при вищій передачі в роздавальній коробці з урахуванням буксування заднього візка

Момент, %	$T_{\Sigma},$ $H \cdot m$	$T_1, H \cdot m$	$T_2, H \cdot m$	$U_d = K_b = \frac{T_2}{T_1}$	$T_{тр}$
0	-2235.6	4471.2	3129.8	0.7	-4471.2
10	-1475.5	3711.1	3889.9	1.05	-2951
20	-715.4	2951	4650	1.6	-1430.8
30	44.7	2190.9	5410.1	2.5	89.4
40	804.8	1430.8	6170.2	4.3	1609.6
50	1564.4	671.2	6931	10.3	3128.8
60	2325	-89.4	7690.4	-86	4650
70	3085	-849	8450.4	-9.95	6170

Виходячи з отриманих результатів табл. 4.4 будуємо графічну залежність впливу моменту внутрішнього тертя на перерозподіл моментів по вихідним валам і графічну залежність впливу перерозподілу моментів по вихідним валам на коефіцієнт блокування (рис.4.4).



а - вплив моменту внутрішнього тертя на перерозподіл моментів у вихідні валів
 б - вплив перерозподілу моментів у вихідні валів на коефіцієнт блокування

Рисунок 4.4 - Графічні залежності

З отриманих графічних залежностей видно, що мають місце від'ємні значення, так як в цих діапазонах перерозподіл підведеного моменту не ефективний.

Наявність переломів на прямих графічних залежностей побудованих розрахунковим шляхом вказує, на мій погляд на не визначеність швидкості зміни процесу за часом, що не ставилося основним завданням в даній роботі. Це пояснюється не ефективною роботою фрикційних муфт.

Висновки до розділу

Отримані результати щодо раціонального перерозподілу моментів між мостами (колесами) автомобіля КамАЗ-44108, а саме:

- діапазон зміни моменту, що підводиться до корпусу диференціала (від 7601 до 14025 Н · м);
- розподіл моменту від 30 до 90% по вихідним валам при включенні механізмів блокування; моменти на вихідних валах при відповідних моментах на корпусі диференціала (від 2235.6 до 9900 Н · м);
- коефіцієнти блокування (від 0.1 до 9);
- кінематичне передавальне відношення диференціала $p = 2.4$;
- попередньо кути нахилу профілів зубів коронних шестерень у вертикальній площині становлять від 20 до 34°.

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ РОБОТИ ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Складовою магістерського дослідження є визначення параметрів контактної взаємодії зубців сателітів та коронних шестерень при змінах силового та швидкісного навантаження їх поверхонь. Це обумовлено високими питомими тисками, які виникають під час передачі обертального, лінійного руху та можуть привести до некерованого руйнування поверхневих шарів матеріалів зубів при порушенні функціональності шарів мастильного матеріалу. Останні формуються з компонентів трансмісійних олив, прояв мастильних властивостей яких може бути недостатнім. Тому визначення закономірностей прояву триботехнічних параметрів - коефіцієнт тертя, інтенсивність зношування, температурний стан при моделюванні навантаження поверхонь є необхідною практичною стороною теми магістерського дослідження. У відповідності з зазначеним, та попередньо складеним планом під час стажування значний час приділено розробці методичного забезпечення експериментальної частини магістерського дослідження.

5.1 Розробка методичного забезпечення триботехнічних випробувань

5.1.1 Аналіз технологічних можливостей машини тертя СМЦ-2

Для досліджень запропоновано використовувати машину для випробування матеріалів на тертя та знос моделі СМЦ-2 (рис. 5.1), яка призначена для вивчення процесів контактної взаємодії матеріалів при терті ковзання та кочення.



1 – каретка навантаження; 2 – скоба гвинта; 3 – шкала навантажувального пристрою; 4 – насосна установка для подачі мастила;

Рисунок 5.1 – Машина СМЦ-2, загальний вигляд

Основні технічні дані:

- число обертів валу нижнього зразка: 300, 500, 1000, хв^{-1} ;
- допустима похибка числа обертів вала нижнього зразка з вимірюваної величини, $\pm 10 \%$;
- коефіцієнт проковзування круглих зразків з однаковими діаметрами, %
0; 10; 15; 20;
- максимальний момент тертя, $150 \text{ кгс} \cdot \text{см}$;
- максимальний момент тертя для схеми вал-втулка і диск-колодка при 1000 хв^{-1} , $100 \text{ кгс} \cdot \text{см}$
- схеми тертя «диск - диск», «диск - колодка», «вал - втулка»,

5.2 Визначення складових об'єкту триботехнічних випробувань

5.2.1 Запропонування схеми тертя

На машині тертя оцінка антифрикційних і протизносних властивостей рідких мастильних композицій і пластичних мастильних матеріалів є перспективним напрямком удосконалення методів лабораторних випробувань. Використовують різні схеми для реалізації таких випробувань на машині тертя СМЦ-2, а саме циліндричні зразки (диск-колодка, диск-диск, втулка-вал).

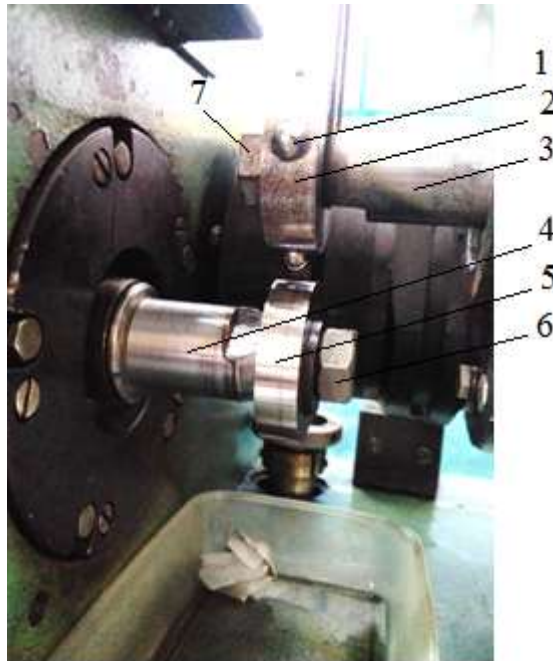
В моєму випадку при проведенні експерименту буде використовуватися схема тертя «диск-кулька» (рис. 5.2), а саме один диск закріплений на обертаючому валу, другий нерухомий диск з закріпленими (приклеєними) 4 нерухомими кульками (рис. 5.3, рис.5.2, б), що дає можливість навантажувати рухомий диск однієї з чотирьох кульок. В свою чергу кульки можна змінити повернувши сам диск.



а -диск; б – диск з кульками

Рисунок 5.2 – Схема тертя «диск, що обертається – нерухома кулька»

Диск, що обертається діаметром $d=50\text{мм}$, шириною $b=12\text{ мм}$, виготовлено зі сталі 40Х, твердістю 42-46 HRC. Кулька діаметром $d=9,3\text{ мм}$ виготовлена зі сталі ШХ 15, твердістю 55-60 HRC.



1 – кулька; 2 – диск з кульками; 3 – вал верхній (нерухомий); 4 – нижній вал машини тертя (рухомий); 5 – рухомий диск; 6,7 – гайка кріплення диска.

Рисунок 5.3 – Закріплення зразків: диск на обертальному валу, чотири кульки на нерухомому валу

5.3 Запропонування трансмісійних олив

5.3.1 Визначення асортименту трансмісійних олив, які використовуються в зубчастих зачепленнях

- Синтетичні оливи для трансмісії автомобіля:
 - Motul Gear 300 із співвідношенням в'язкості 75W-90.
 - BP ENERGEAR SGX GL-4 / GL-5 75W90.
 - Liqui Moly SAE 75W-90, API GL-4.
 - Castrol Syntrans Transaxle 75W90, GL-4/5.
 - Total Transmission SYN FE SAE 75W-90, API GL-4 / GL-5.
 - NGN Synthetic Transmission Oil 75W90, GL-4/5.
 - SRS Getriebefluid 5L, SAE 75W90, API GL-4 / GL-5.
 - ZIC G-F TOP 75W-90 GL-4/5.
- Напівсинтетичні оливи для трансмісії автомобіля:
 - MOTUL Motylgear 75w-90, API GL-4 / GL-5.
 - Liqui Moly Hypoid-Getriebeoil TDL 75W-90 GL-4/5.
 - ELF Tranself NFJ 75w-80, API GL-4

- THK Trans Gipoid Super 75w90 GL-5
- Castrol Syntrax Universal 80W90, GL-4/5.
- Мінеральні оливи для трансмісії автомобіля [34]:
 - Total Transmission BV 75W80 GL-4.
 - Castrol Axle EPX 80W90 GL-5.
 - Лукойл 80W90 ТМ-4, клас API GL-4
 - Castrol Manual EP 80W90

5.3.2 Запропонування марок трансмісійних олив

Виходячи з перерахованого вище асортименту олив і всіх трансмісійних мастил, які використовуються на автомобільному транспорті для експериментальних досліджень були вибрані такі трансмісійні оливи: Opet Fullgear FRM 75W-80, CASTROL ATF Dexron II MultiVehicle 75W90, Castrol Syntrax Universal 80W90.

5.3.3 Визначення доцільності застосування присадок для поліпшення мастильних якостей обраних олив

Застосовуючи трансмісійні оливи з присадками (речовинами, добавками), можна зменшити зношування і кількість відкладень на поверхні тертя, поліпшити умови експлуатації та підвищити надійність і довговічність двигуна, трансмісії та інших вузлів техніки.

Проте, будь-яка високоякісна присадка може бути ефективною тільки у тому випадку, якщо базові масла добре очищені, мають оптимальний вуглеводневий склад.

Необхідність застосування в'язкістних і депресорних присадок диктується напруженою роботою трансмісії.

Доцільність застосування миючих, протиокисних, протизносних та інших присадок тісно пов'язана з конструктивними параметрами трансмісії, напруженістю його роботи.

Сумісність присадок – означає те, що дані присадки можуть працювати в комплексі одна з одною, не погіршуючи властивостей одна одної [35].

5.4 Розробка та складання плану експерименту

5.4.1 Складання етапів проведення експериментальних досліджень

Запропоновано експериментальні дослідження проводити в три етапи.

Перший етап полягає в підготовці зразків до експерименту, а саме необхідно один диск закріпити на валу, який буде обертатись, а другий диск з 4 кульками закріплюємо на нерухомому валу. Попередньо всі 4 кульки приклеюємо в заздалегідь просвердлені 4 отвори.

Другий етап полягає в проведенні дослідження, в безпосередньому добавленні оливи, вимірюванні температури в зоні тертя диск-кулька та ступеневому навантаженні на обертаючий диск через кульку.

Третій етап полягає в обробці даних отриманих по результатах досліджень.

5.4.2 Проведення експериментальних дослідів

5.4.2.1 Визначення кількості повторів

Для кожного з марок олив запропоновано провести мінімум по 3 дослідів що визначить середнє арифметичне значення коефіцієнту тертя, температури, площі відбитку контакту з відповідними характеристиками розподілу (оцінювалась дисперсія). При цьому кожна з олив випробувалась при частоті обертання рухомого диску 300, 500, 1000, хв^{-1} .

Кожен четвертий дослід проводився без додавання оливи на поверхню тертя. Випробування здійснювалось на залишках мастильних утворень, які попередньо формувалось на поверхні диска та кульки під час рясного змащування.

5.4.2.2 Визначення силового навантаження

Визначено, що за умов геометрії контакту модельних зразків, можливостей навантажувального пристрою машини тертя нормальні сили будуть мати значення: $N_1 = 22\text{Н}$, $N_2 = 45\text{Н}$, $N_3 = 67\text{Н}$, $N_4 = 90\text{Н}$, $N_5 = 115\text{Н}$, $N_6 = 140\text{Н}$, $N_7 = 160\text{Н}$, $N_8 = 180\text{Н}$.

5.4.2.3 Визначення швидкісного навантаження

Швидкісне навантаження характеризуються параметрами самої машини СМЦ-2, яка розрахована на число обертів валу нижнього зразка: 300, 500, 1000, хв^{-1} . Всі три режими використовуємо для експериментальних досліджень.

5.4.2.4 Визначення відбитків, площин контакту за зносом поверхні кульки при різних навантаженнях

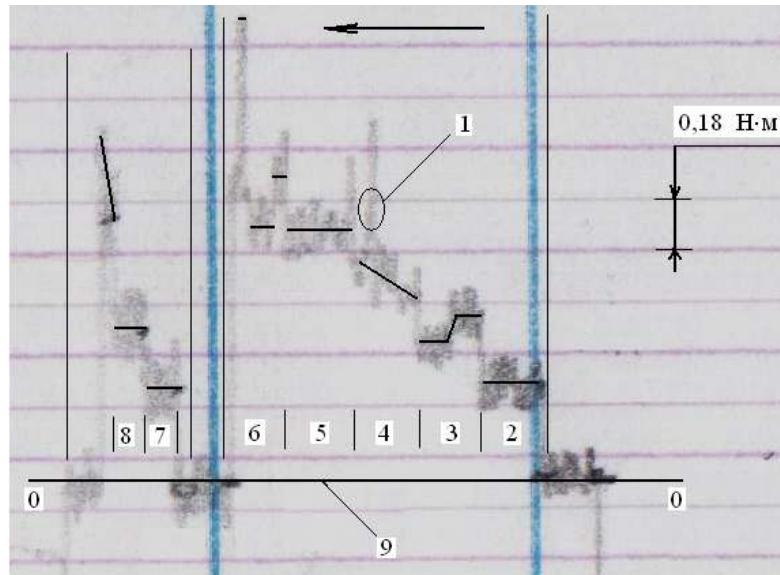
Для визначення ступеня зносу кульки при застосуванні запропонованої марки оливи, необхідно визначити відбитки на поверхні кульки. При цьому необхідно враховувати площу відбитку після досліду при випробуванні на створених мастильних утвореннях, тобто без додаткової подачі оливи. Для проведення цієї операції використано метод натиску кульки через кальку на поверхню міліметрового папіру (рис. 5.4).



Рисунок 5.4 - Визначення відбитків, площин контакту за зносом поверхні кульки при різних навантаженнях

5.4.3 Отримання трибограми та їх обробка

За результатами проведених дослідів отримані трибограми дослідів. У якості прикладу на рис. 5.5 наведено трибограма, яку отримано при випробуванні трансмісійної оливи OPET Fullgear FRM 75W-80 з 6% технологічної добавки Polytron MTC.



1 – лінія самописця; 2-6 – ділянки збільшення навантаження при змащуванні; 7-8 – ділянки збільшення навантаження при терті на сформованих мастильних утвореннях; 9 – нульова лінія (обертання диска без навантаження)
Рисунок 5.5 – Трибограма випробування трансмісійної оливи OPET 75W80 з 6% технологічної добавки Polytron MTC

5.5 Обробка експериментальних даних

5.5.1 Методика визначення площин контакту

За результатами експериментальних досліджень отримували відбитки при навантаженні контакту перед випробуваннями, для оливи 75W80, виходили площі S_1-S_n . Потім після випробування також отримували відбитки, але вже для наступної олії, для 75W90, виходили площі $S_1^1 \cdot S_n^1$. Для розрахунку тиску при кожному конкретному навантаженні, але вже під час випробування коригуємо кожен з площ $S_1^i \cdot S_n^i$. Визначаємо різницю між площами $\Delta S = S_n^1 - S_n$, тобто це буде значення, яке показує наскільки збільшилася площа відбитка при максимальному навантаженні з урахуванням зносу кульки. Процент ΔS збільшення площі, ділимо на кількість навантажень n . При

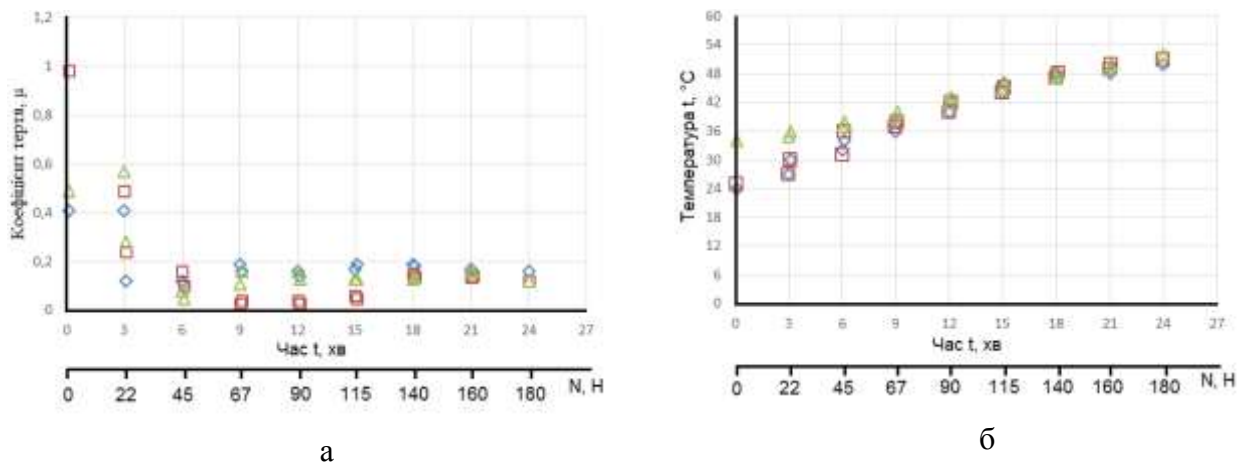
цьому отримаємо середній процентний приріст для кожної поточної площі, але вже з урахуванням зносу. Тоді скоригована площа визначиться, як

$$S_1^K = S_1 + 1\%_i; S_2^K = S_2 + 2\%_i; S_3^K = S_3 + 3\%_i; S_4^K = S_4 + 4\%_i; S_5^K = S_5 + 5\%_i.$$

Таким чином треба додати частку, розрахувавши її в процентах.

5.5.2 Побудова графічних залежностей $\mu=f(N)$, $t=f(N)$, $\mu=f(p)$, $t=f(p)$ за часом випробувань

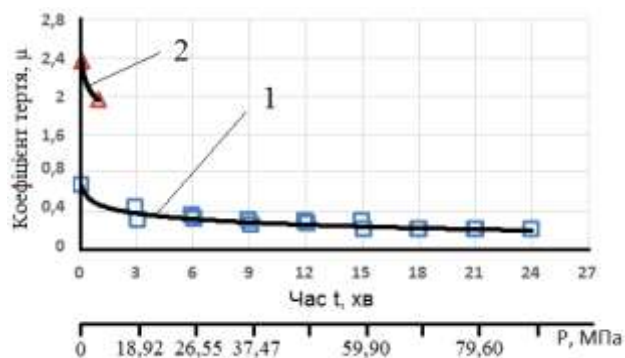
За результатами обробки експериментальних даних були отримані значення коефіцієнту тертя, температури, за якими будувались графічні залежності. У якості прикладу розподіл даних за результатами повторів дослідів наведено на рис. 5.6.



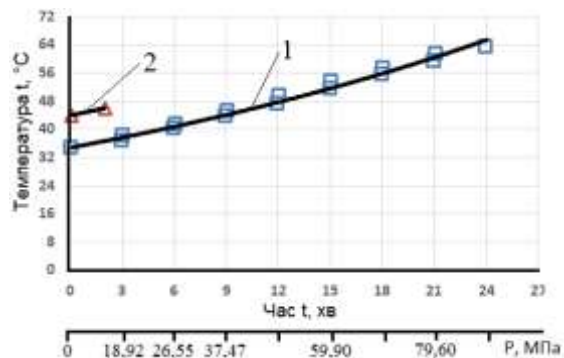
а - залежність $\mu=f(N)$ за часом випробувань; б - залежність $t=f(N)$ за часом випробувань

Рисунок 5.6 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 75W80, $n=300 \text{ хв}^{-1}$

За середніми значеннями побудовані графіки, які відтворюють закономірність зміни параметрів, що досліджуються (рис. 5.7). За таким самим підходом побудовані графіки для інших умов та режимів випробувань: (рис. 5.8 - 5.18)



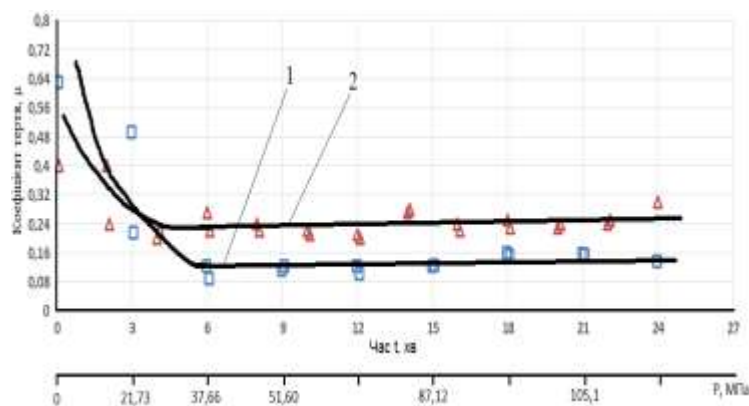
а



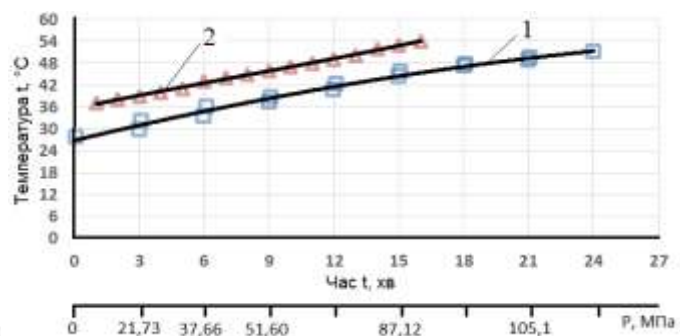
б

а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних
утвореннях (без додаткової подачі оливи)

Рисунок 5.8 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 75W90, $n=300 \text{ хв}^{-1}$



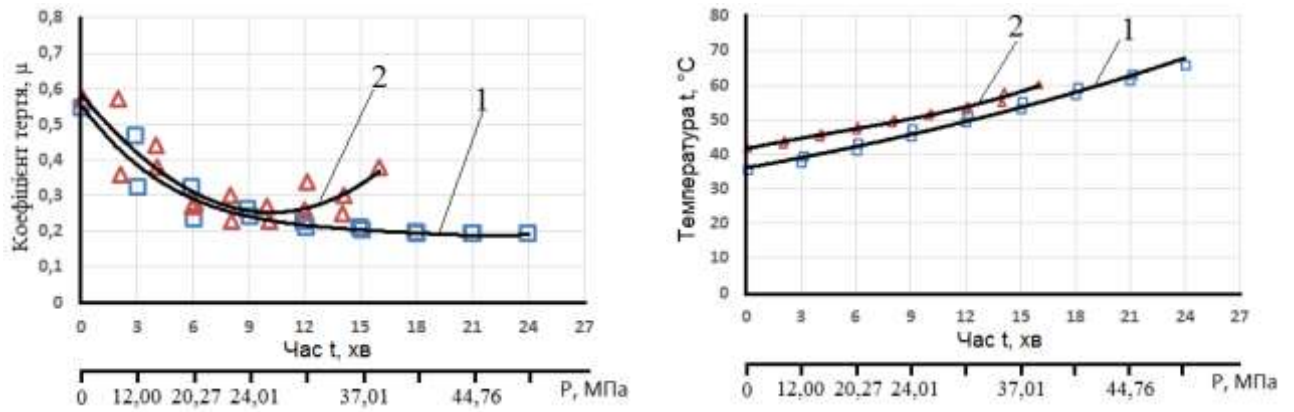
а



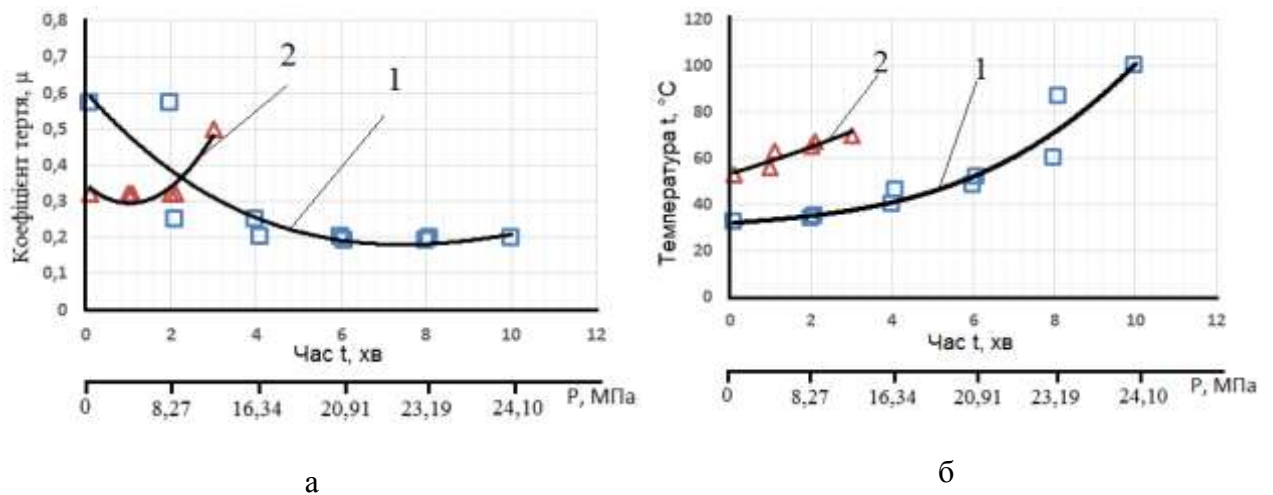
б

а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних
утвореннях (без додаткової подачі оливи)

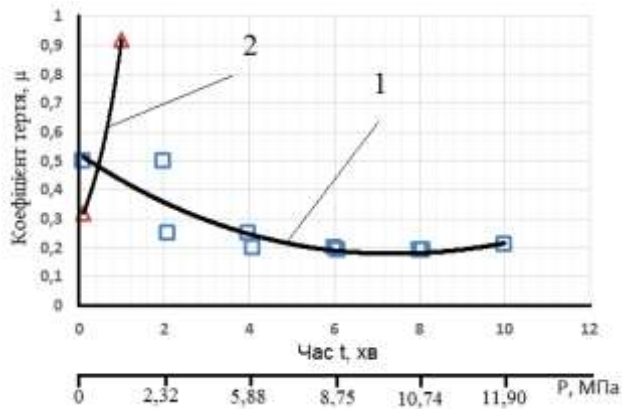
Рисунок 5.7 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 75W80, $n=300 \text{ хв}^{-1}$



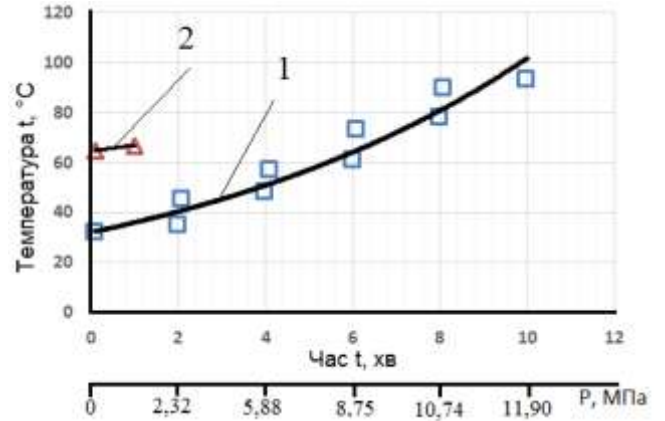
а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних
утвореннях (без додаткової подачі оливи)
Рисунок 5.9 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 80W90, $n=300 \text{ хв}^{-1}$



а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних
мастильних утвореннях (без додаткової подачі оливи)
Рисунок 5.11 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 75W80, $n=1000 \text{ хв}^{-1}$



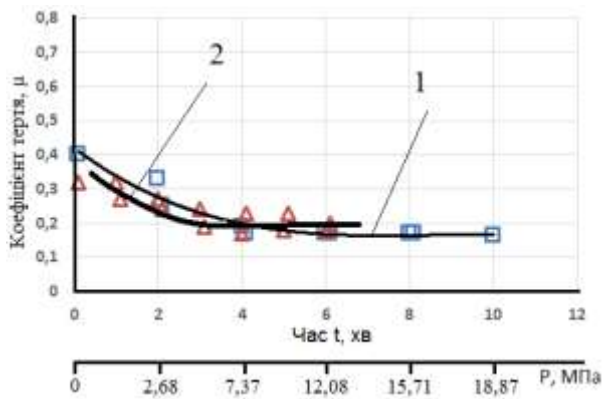
а



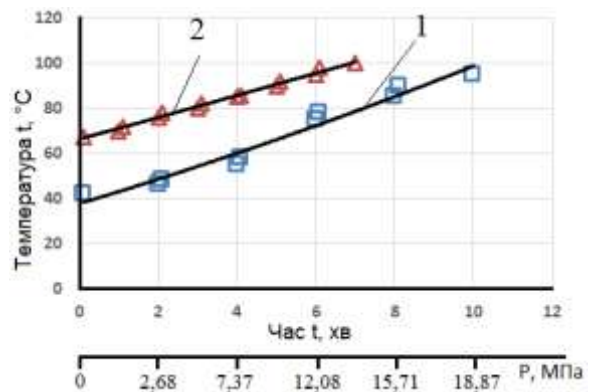
б

а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних утвореннях (без додаткової подачі оливи)

Рисунок 5.10 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 75W90, $n=1000 \text{ хв}^{-1}$



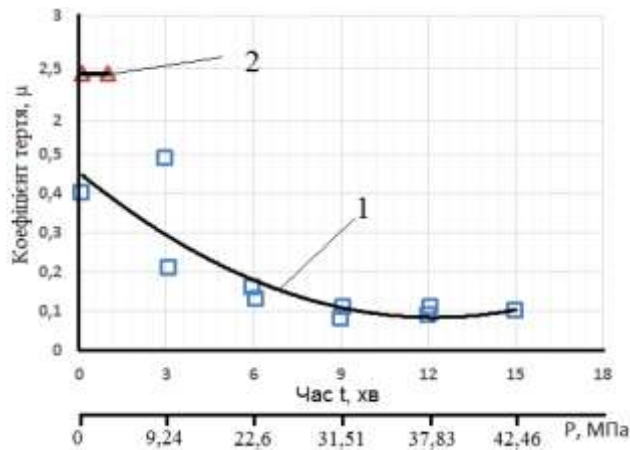
а



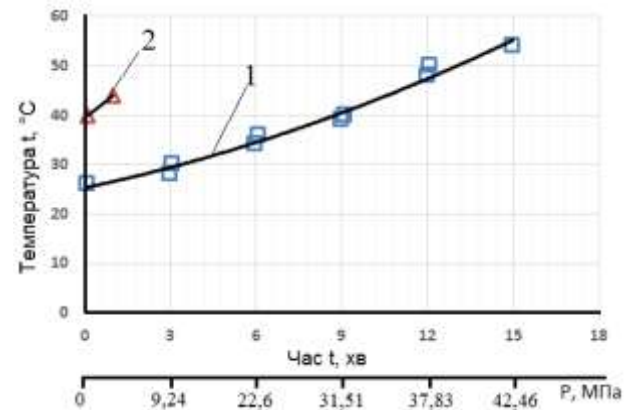
б

а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних утвореннях (без додаткової подачі оливи)

Рисунок 5.12 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 80W90, $n=1000 \text{ хв}^{-1}$



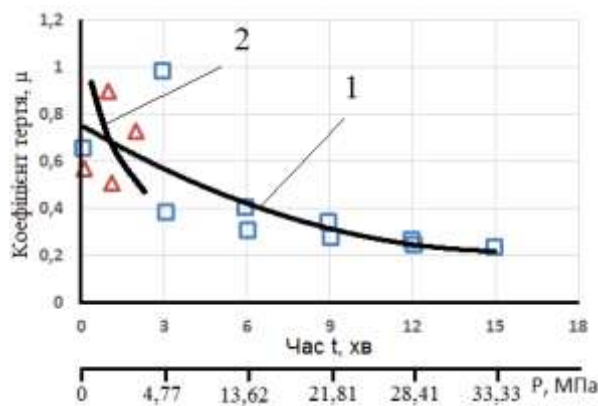
а



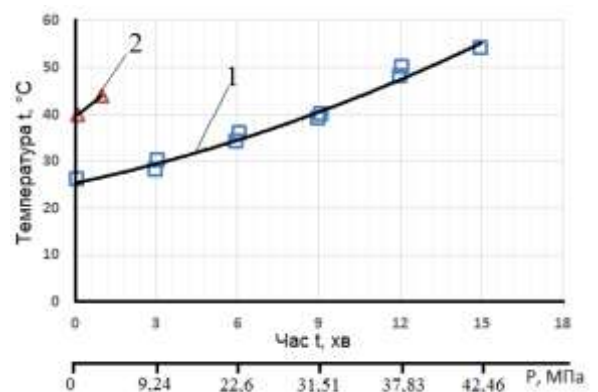
б

а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних утвореннях (без додаткової подачі оливи)

Рисунок 5.13 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 75W80 з 6% технологічної добавкою Polytron MTC, $n=300 \text{ хв}^{-1}$



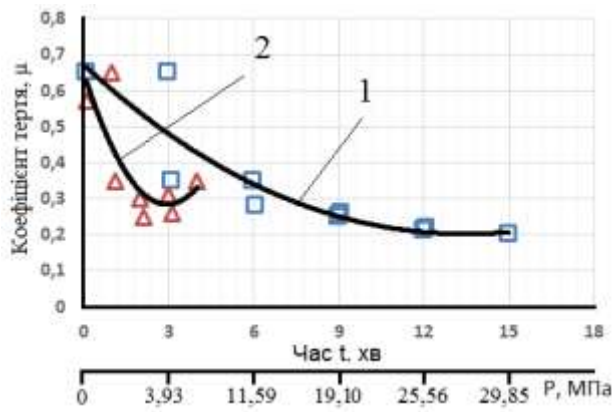
а



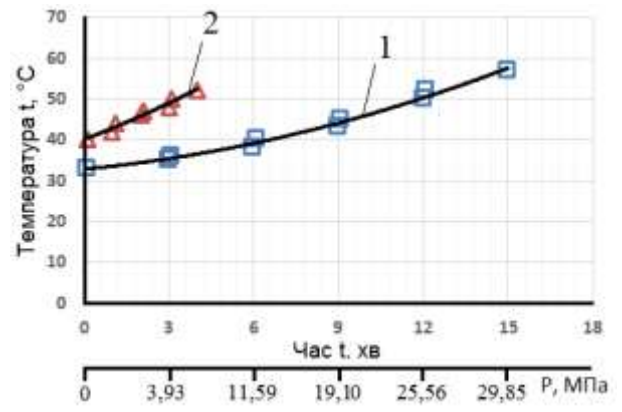
б

а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних утвореннях (без додаткової подачі оливи)

Рисунок 5.14 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 75W90 з 6% технологічної добавкою Polytron MTC, $n=300 \text{ хв}^{-1}$



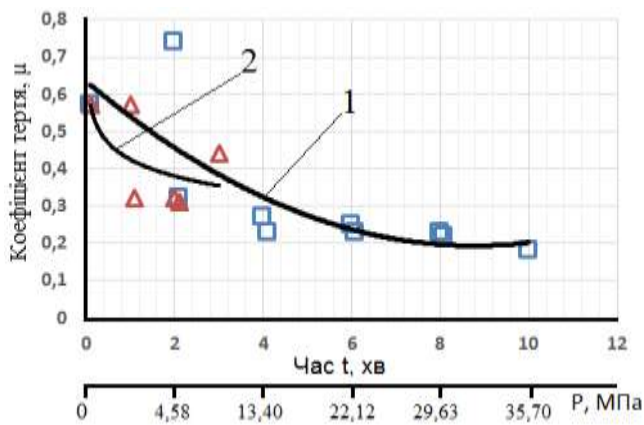
а



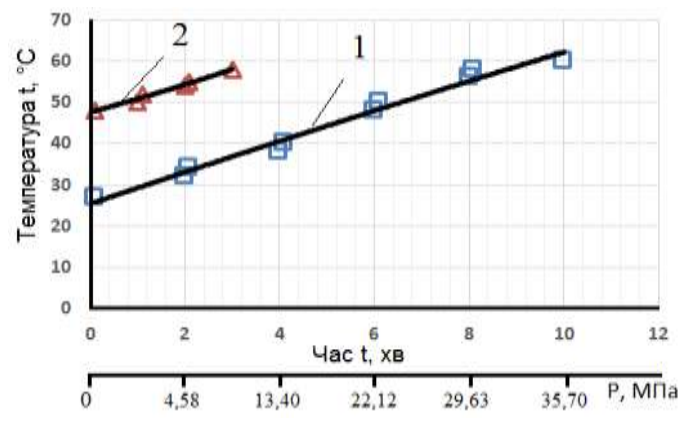
б

а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних
утвореннях (без додаткової подачі оливи)

Рисунок 5.15 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 80W90 з 6% технологічної добавкою Polytron MTC, $n=300 \text{ хв}^{-1}$



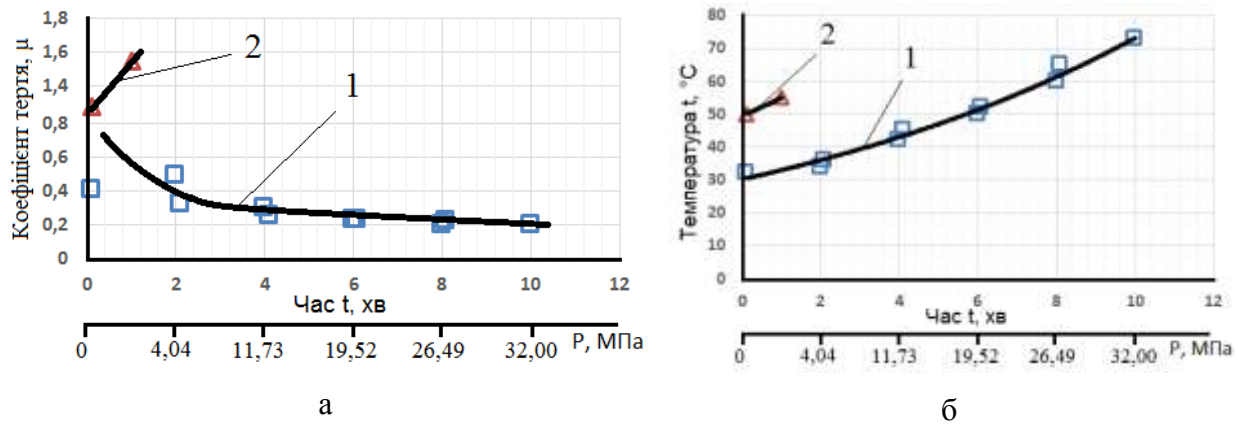
а



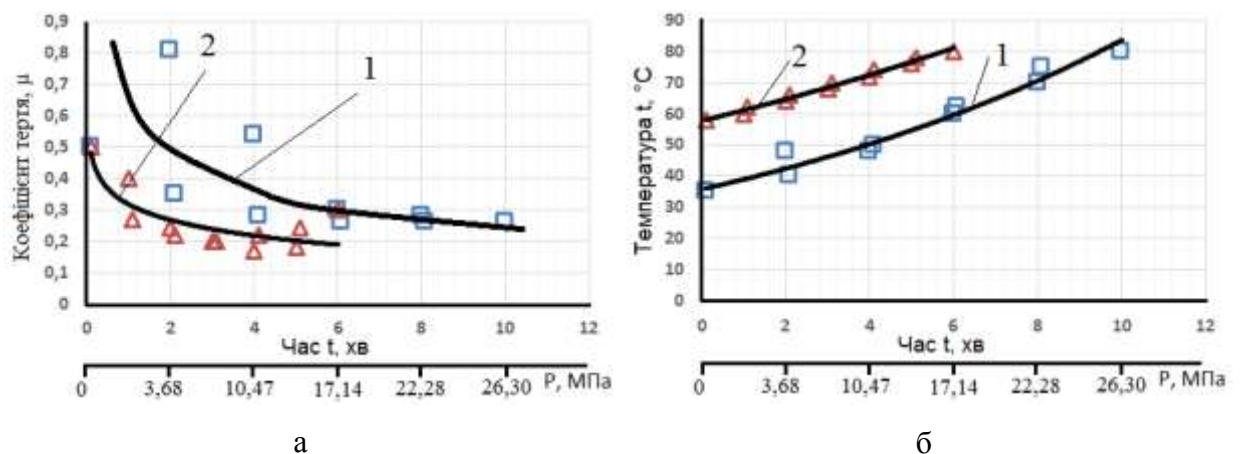
б

а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних
утвореннях (без додаткової подачі оливи)

Рисунок 5.16 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 75W80 з 6% технологічної добавкою Polytron MTC, $n=500 \text{ хв}^{-1}$



а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
 1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних утвореннях (без додаткової подачі оливи)
 Рисунок 5.17 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 75W90 з 6% технологічної добавкою Polytron MTC, $n=500 \text{ хв}^{-1}$



а – залежність $\mu=f(p)$ за часом випробувань; б – залежність $t=f(p)$ за часом випробувань
 1-випробування при рясному мащенні; 2-випробування на створюваних мастильних утвореннях (без додаткової подачі оливи)
 Рисунок 5.18 – Графічна модель розподілу отриманих даних, олива 80W90 з 6% технологічної добавкою Polytron MTC, $n=500 \text{ хв}^{-1}$

5.5.3 Визначення приведеної інтенсивності зношування за геометричними параметрами зносу кульки $I_p=f(N, S_p, L)$

$$I_p = \frac{S_2 - S_1}{2\pi R \cdot t \cdot n}, \text{ м} \quad (5.1)$$

де S_1 – значення площі до експерименту, мм;

S_2 - значення площі після експерименту, мм;

t – час проведення дослідів, хв;

R – діаметр диску, $R=0,025$ м;

n – кількість обертів валу, хв^{-1} .

За даними випробувань, у відповідності з виразом 5.1 виконано розрахунки інтенсивності зношування приведеної до площини зношування кульки. Результати наведено у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Зведені дані приведених інтенсивностей зношування I_p , 10^{-10} м

Умови випробувань	Марка трансмісійної оливи					
	Opet 75W80		Castrol 75W90		Castrol 80W90	
Наявність добавки	-	+	-	+	-	+
$n=300 \text{ хв}^{-1}$	0,4	25,3	4,2	1,61	3,7	7,8
$n=500 \text{ хв}^{-1}$		4,9		7,5		10,7
$n=1000 \text{ хв}^{-1}$	31,8		49,1		3,01	

Результати наведені у табл. 5.1 вказують на наступне. Мінімальні значення приведених інтенсивностей зношування мали оливи без додавання добавки Opet 75W80 при $n=300 \text{ хв}^{-1}$ та Castrol 80W90 при $n=300 \text{ хв}^{-1}$ та $n=1000 \text{ хв}^{-1}$. Однак для цих олив добавка не є ефективною, оскільки має місце суттєве збільшення зношування. Проте добавка забезпечує зменшення зношування тільки для оливи Castrol 75W90 при $n=300 \text{ хв}^{-1}$. У інших випадках добавка не працює. Однак частотний режим контактної взаємодії може обумовлювати дію добавки для деяких олив. Проте свідчить зменшення зношування при додаванні добавки у оливу Opet 75W80 при збільшенні частоти обертання валу. Попередньо можливо зробити висновок, що зменшення часу попереджає негативний вплив добавки на процеси зношування кульки.

За масивом даних були обчислені середні значення температурного режиму, які наведені в табл. 5.2

Таблиця 5.2 – Зведені дані приведенного температурного режиму $T, ^\circ\text{C}$

Умови випробувань	Марка трансмісійної оливи					
	Opet 75W80		Castrol 75W90		Castrol 80W90	
Наявність добавки	-	+	-	+	-	+
$n=300 \text{ хв}^{-1}$	40,7	38,5	48,6	43,5	50,4	42,9
$n=500 \text{ хв}^{-1}$		44,3		48,9		56,8
$n=1000 \text{ хв}^{-1}$	53,4		61,2		67,2	

Результати наведені у табл. 5.2 вказують на наступне. Мінімальне значення приведенного температурного режиму мала олива без додавання добавки Opet 75W80 при $n=300 \text{ хв}^{-1}$. Проте добавка забезпечує зменшення температурного режиму для всіх олив при $n=300 \text{ хв}^{-1}$. Однак частотний режим контактної взаємодії обумовлює підвищення температури для всіх олив.

За масивом даних були обчислені середні значення температурного режиму, які наведені в табл. 5.3

Таблиця 5.3 – Зведені дані приведенного коефіцієнту тертя, μ

Умови випробувань	Марка трансмісійної оливи					
	Opet 75W80		Castrol 75W90		Castrol 80W90	
Наявність добавки	-	+	-	+	-	+
$n=300 \text{ хв}^{-1}$	0,19	0,188	0,29	0,41	0,26	0,34
$n=500 \text{ хв}^{-1}$		0,32		0,29		0,39
$n=1000 \text{ хв}^{-1}$	0,28		0,27		0,22	

Результати наведені у табл. 5.3 вказують на наступне. Мінімальне значення приведенного коефіцієнту тертя мала олива без додавання добавки Opet 75W80 при $n=300 \text{ хв}^{-1}$. Проте добавка не суттєво впливає на цю оливу при $n=300 \text{ хв}^{-1}$. Однак для олив Castrol 80W90 при $n=300 \text{ хв}^{-1}$ та Castrol 75W90 при $n=300 \text{ хв}^{-1}$ добавка не є ефективною, оскільки має місце суттєве збільшення коефіцієнту тертя. Однак частотний режим контактної взаємодії обумовлює

підвищення коефіцієнта тертя для олив Opet 75W80 при $n=500 \text{ хв}^{-1}$ та Castrol 80W90 при $n=300 \text{ хв}^{-1}$.

5.6 Методика складання математичної моделі

Попередній аналіз про характер впливу на навантаження поверхонь тертя вказує на те, що більший вплив на зміну функції відгуку при роботі диференціалу вкажуть, швидкість ковзання при обертанні сателітів, час обертання (буксування коліс, що обумовлює зміну кутових швидкостей обертання вихідних валів) та тиск, який створюється нормальною силою. При цьому у встановленому температурному режимі в'язкість постійна.

Вибір рівняння регресії залежить від числа вивчених факторів і апріорної інформації про характер їх впливу на функцію відгуку та наявність ефекту взаємодії визначених факторів. В даному випадку мова йде про функцію відгуку коефіцієнта тертя ковзання та параметри: в'язкість, швидкість ковзання, час та тиск. Тому на цьому етапі дослідження враховується її сумісний прояв з іншими параметрами не вважаючи потрібним, але для того, щоб вибрати необхідну кількість алгебраїчних рівнянь – 8 вона буде враховуватись при сумісному прояву одночасно всіх параметрів. Тому попередньо алгебраїчне рівняння буде мати вигляд (5.2):

$$\mu = a_0 + a_1\nu + a_2v + a_3t + a_4p + a_5\nu p + a_6vt + a_7pt \quad (5.2)$$

де ν – в'язкість мастила при 40°C , $\text{мм}^2/\text{с}$;

v – лінійна швидкість, м/с ;

t – час ковзання, хв ;

p – тиск в зоні контакту, МПа ;

Такі моделі складаються для роботи в умовах рясного мащення та в умовах роботи без підпитки оливою, тобто роботи на сформованих мастильних утвореннях. Для рішення моделі з 8-ма невідомими, складено 8-м

рівнянь, які вирішуються за допомогою онлайн калькулятора методом Крамера [36], для визначення коефіцієнта тертя. Тоді рівняння, що описують коефіцієнт тертя будуть мати наступний вигляд:

- рясне мащення

$$\mu_{\pi} = 0,3 + 0,0008\nu + 0,02v - 0,02t - 0,0048p + 0,002\nu\rho - 0,06vt - 0,00099pt$$

- без подачі оливи

$$\mu_{\text{бп}} = 3,26 + 0,001 - \nu - 1,5t - 0,036p - 0,0065\nu\rho + 0,5vt + 0,017pt$$

Адекватність моделі за критерієм Фішера перевіряється у відповідності із розрахунковими та експериментальними даними за алгоритмом в Microsoft Office Excel за формулою (5.3). При цьому задаються $q=0,05$ – рівень значимості; n – кількість вимірів; m – кількість серій [37].

$$F_{\text{розр.}} = \frac{\sum(Y_{i\text{ розр.}} - Y_{\text{ср.розр.}})^2}{m} \times \frac{n-m-1}{\sum(Y_{i\text{ експ.}} - Y_{i\text{ розр.}})^2} \quad (5.3)$$

Модель адекватна, якщо виконується умова $F_{\text{розр.}} > F_{\text{табл.}}$

При рясному мащенні μ_{π} експериментальні та розрахункові значення Y наведені в табл. 5.2

Таблиця 5.2 – Експериментальні та розрахункові значення Y при рясному мащенні

Y експериментальні	Y розрахункові
0,12	0,11
0,2	0,18
0,22	0,2
0,18	0,13
0,19	0,3
0,15	0,83
0,35	0,31
0,12	0,092

Без додаткової подачі $\mu_{\text{бп}}$ експериментальні та розрахункові значення Y наведені в табл. 5.3

Таблиця 5.3 – Експериментальні та розрахункові значення Y без додаткової подачі оливи

Y експериментальні	Y розрахункові
0,24	0,16
2,2	2,2
0,28	0,22
0,3	0,22
0,62	0,68
0,2	0,175
0,25	0,23
0,2	0,18

Перевірка на адекватність моделі показує наступне:

- при явному мащенні $F_{\text{розр.}} = 5,92$
- без додаткової подачі оливи $F_{\text{розр.}} = 1135,42$.

Табличне значення $F_{\text{табл.}}$ знаходиться за спеціальною формулою Microsoft Office Excel за формулою «Студент.Обр.2Х», тоді $F_{\text{табл.}} = 2,2$.

Модель адекватна в двох випадках при явному мащенні і без додаткової подачі оливи, так як $F_{\text{розр.}} > F_{\text{табл.}}$.

5.7 Прогнозна оцінка коефіцієнта тертя в умовах реальної експлуатації диференціала

Для прогнозової оцінки трибологічного стану зубчатого зачеплення між сателітами та коронними шестернями, отримані поверхні відгуку та масив даних на підставі яких вони графічно побудовані. При цьому використовується програма Microsoft Office Excel. Вхідними даними обрані наступні параметри:

- силове навантаження – 2 діапазону: $P_1 = 10 \dots 110$ МПа; $P_2 = 18 \dots 182$ МПа при цьому 1-ий діапазон відповідає роботі на вищій передачі, 2-ий на нижчій передачі, що обумовлювало врахування навантаження як одне ціле на коронні шестерні диференціала;
- швидкісне навантаження як фактор відносного ковзання поверхонь шестерень при дії осьової сили, що обумовлювало зрушення в осьовому напрямку коронної шестерні (у роботі не розраховується). Для розрахунків

приймається у відповідності в діапазоні експериментального дослідження. Діапазон швидкості ковзання складав 0,5...3 м/с;

- в'язкістний стан трансмісійної оливи обирався у відповідності з мінімальними та максимальними даними дослідження оливи та складав при 40°C для оливи Opet 75W80 $\nu = 40 \text{ мм}^2/\text{с}$; для оливи 80W90 $\nu = 133 \text{ мм}^2/\text{с}$;
- час ковзання визначався у відповідності з рис. 5.6 - 5.18 та склав від 0,06 до 6 хвилин.

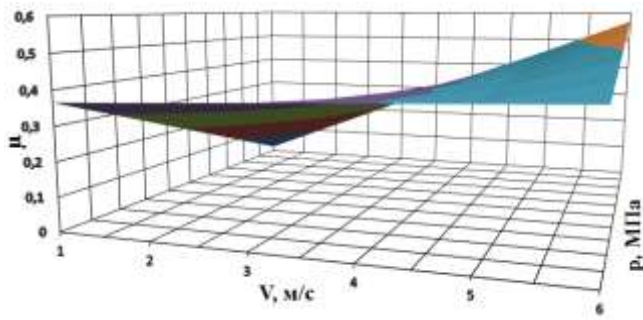
Приклад отриманого масиву даних для кожного окремо визначеного режиму можливого триботехнічного процесу наведений на рис. 5.19 при постійних значеннях часу та в'язкості оливи.

t, хв	0,08
ν , мм ² /с	133

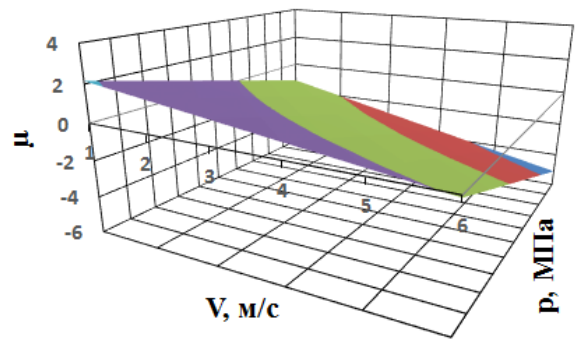
p/V	0,5	1	1,5	2	2,5	3
10	0,375198	0,392798	0,410398	0,427998	0,445598	0,463198
30	0,300793	0,338393	0,375993	0,413593	0,451193	0,488793
50	0,226388	0,283988	0,341588	0,399188	0,456788	0,514388
70	0,151983	0,229583	0,307183	0,384783	0,462383	0,539983
90	0,077578	0,175178	0,272778	0,370378	0,467978	0,565578
110	0,003174	0,120774	0,238374	0,355974	0,473574	0,591174
Середнє, μ	0,19	0,26	0,32	0,39	0,46	0,53

Рисунок 5.19 – Приклад масиву даних в залежності від тиску та швидкості при постійних значеннях часу та в'язкості оливи

Для аналізу напрямку протікання трибологічного процесу розглядаються поверхні відгуку [38] представленні на рис. 5.20



а



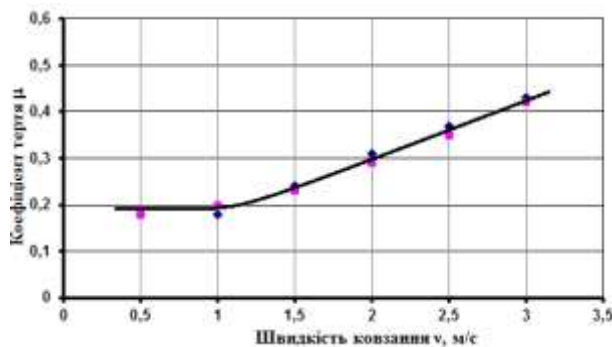
б

а – рясне мащення; б – без додаткової подачі оливи

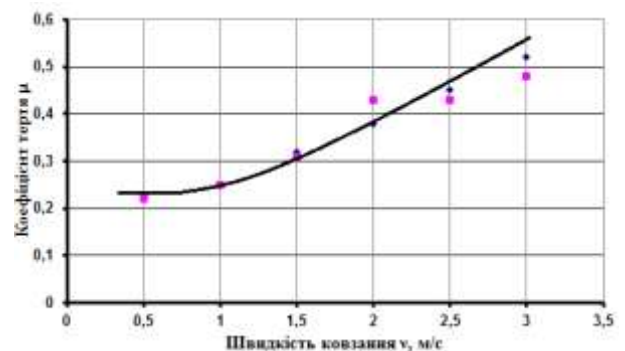
Рисунок 5.20 – Поверхні відгуку при $t = 0,32$ хв; $\nu = 133$ мм²/с; $V = 0,5 \dots 3$ м/с; $p = 10 \dots 110$ МПа

Усю кількість поверхонь не наведено так як вони мали один і той же вигляд з різними числовими значеннями.

За отриманим масивом даних за середньо арифметичним значеннями коефіцієнта тертя при фіксованих швидкостях ковзання отриманні графічні залежності (рис.5.21, 5.22), які більш узагальнено дають можливість визначити сталий та не сталий режим тертя при прогнозованих умовах роботи зубчатого зачеплення.



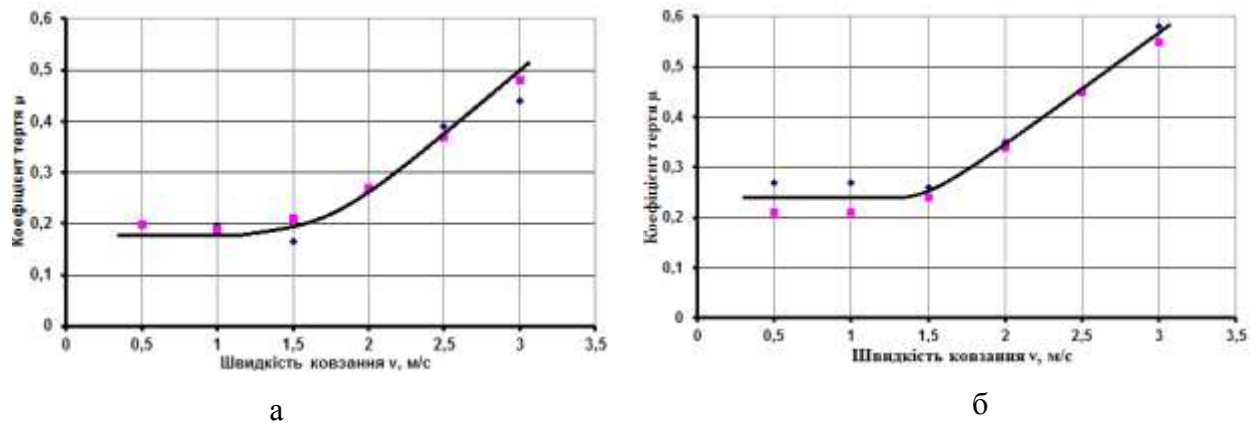
а



б

а – залежність $\mu=f(v)$ при в'язкості оливи 40 мм²/с; б – залежність $\mu=f(v)$ при в'язкості оливи 133 мм²/с

Рисунок 5.21 – Графічна модель розподілу коефіцієнта тертя при фіксованих швидкостях ковзання в інтервалі тиску від 10 до 110 МПа



а – залежність $\mu=f(v)$ при в'язкості оливи 40 мм²/с; б – залежність $\mu=f(v)$ при в'язкості оливи 133 мм²/с
Рисунок 5.22 – Графічна модель розподілу коефіцієнта тертя при фіксованих швидкостях ковзання в інтервалі тиску від 18 до 182 МПа

5.8 Порівняння прогнозої оцінки з експериментальними даними

Попередньо встановлено, що коефіцієнт тертя при якому найменший знос становить для оливи Opet 75W80 при $n=300$ хв⁻¹ та Castrol 80W90 при $n=300$ хв⁻¹ та $n=1000$ хв⁻¹. Попередня рекомендація, щодо умов тертя при застосуванні оливи Opet 75W80 в'язкістю $\nu = 40$ мм²/с, з мінімальним тертям $\mu = 0,18$ і мінімальним зносом $I_p = 0,4 \cdot 10^{-10}$ м.

Аналіз отриманих даних при прогнозуванні роботи у відповідності з математичною моделлю показав наступне:

- у діапазоні навантаження $P = 10 \dots 110$ МПа, коефіцієнт тертя за часом прогнозої оцінки мав значення від 0,46 та вище при в'язкості 40 мм²/с, від 0,57 та вище при в'язкості 133 мм²/с, що вказує на можливий прояв патологічних процесів – руйнування поверхонь.
- у діапазоні навантаження $P = 18 \dots 182$ МПа, коефіцієнт тертя мав значення від 0,63 і вище при в'язкості 40 мм²/с; від 0,76 і вище при в'язкості 133 мм²/с, що також однозначно вказує на можливий прояв патологічних процесів – руйнування поверхонь.

Наведені дані коефіцієнта тертя обрані вибірково на окремих режимах силового та швидкісного навантаження. Попередньо можливо зробити висновок про те, що робота без додаткової подачі оливи в зону тертя не можлива, не доцільна.

Висновок до розділу

Виконані експериментальні дослідження, щодо моделювання трибологічного стану з'єднання «диск, що обертається – нерухома кулька», яке відтворює контактні тиски у зачепленні зубців сателітів та коронної шестерні вказують на наступне.

По перше, мають місце сталий режим тертя при постійних значеннях коефіцієнту тертя в обмежених діапазонах швидкості ковзання. Більш довготривалий режим ковзання складає $V = 0,5 \dots 1$ м/с для умов при в'язкості оливи 40 мм²/с в інтервалі тиску від 10 до 110 МПа, а також $V = 0,5 \dots 1,5$ м/с для умов при в'язкості оливи 133 мм²/с в інтервалі тиску від 18 до 182 МПа.

По друге, має місце різна швидкість зміни коефіцієнта тертя після сталого режиму. Так більш інтенсивний приріст коефіцієнта тертя властивий режиму при в'язкості оливи 133 мм²/с в інтервалі тиску від 10 до 110 МПа та від 18 до 182 МПа.

По третє, найменший коефіцієнт тертя $\mu = 0,18 \pm 0,05$ властивий режиму швидкості ковзання від 0,5 до 1,25; в'язкості оливи 40 мм²/с та навантаженню від 18 до 182 МПа.

Таким чином для забезпечення працездатного стану експлуатаційного зачеплення зубців сателітів з коронними шестернями переважно використовувати трансмісійні оливи Opet 75W80, Castrol 80W90 відповідно з параметрами в'язкості 40, 133 мм²/с. При цьому використання додаткової технологічної добавки Polytron MTC не доцільно, оскільки має місце суттєве збільшення зношування, що обумовлює підвищення коефіцієнта тертя та температури.

6 УЗАГАЛЬНЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ТА РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ДО ЇХ ВПРОВАДЖЕННЯ

Оцінивши дані експериментальних досліджень можна зробити висновок, що в модельних умовах дослідів найбільш кращим за своїми властивостями виявилась олива марки 80W90. Так як коефіцієнт тертя та температура, лінія тренду припрацювання оливи в умовах тертя «диск, що обертається – нерухома кулька» виявилися найбільш оптимальними в порівнянні з іншими марками досліджуваних олив. А за результатами оцінки приведеної інтенсивності зношування ця олива займає середнє місце.

Розглянуті в даному механізмі фрикційні елементи обмежені тільки багатодисковими муфтами. При підборі елементів тертя необхідно вирішувати два питання. Перший - забезпечити стійкість проти зносу і міцність, і другий - потрібну характеристику тертя фрикційних дисків. Так як вихідні шестерні спираються на пакет дисків муфти (фрикційні диски). Цей пакет встановлює монтажну відстань вихідних шестерень щодо сателітів.

Збереження характеристики тертя фрикційних елементів є більш складним питанням, ніж запобігання надмірному зносу. При цьому маються на увазі два аспекти характеристики тертя. Перший - залежність коефіцієнта тертя від відносної швидкості муфт, другий - загальний рівень тертя між дисками.

Залежність коефіцієнта тертя від відносної швидкості дисків є найважливішим питанням, пов'язаним з тертям. При малих відносних швидкостях дисків коефіцієнт тертя може бути більше, ніж в спокої. Найчастіше проблеми виникають у зв'язку з тим, що диски, які мають необхідну характеристику, поки вони нові, втрачають її в міру зносу.

Проблема загального рівня тертя полягає в тому, щоб для досягнення необхідного розподілу крутних моментів забезпечити в диференціалі з фрикційними муфтами достатнє тертя. Коефіцієнт розподілу моментів повинен

бути таким, щоб диференціал працював навіть тоді, коли диски - зношені, і характеристика їх поверхонь тертя змінилася.

Знос дисків порушує роботу диференціала, так як при цьому зменшуються коефіцієнт тертя поверхонь дисків, і відбувається переміщення вихідних шестерень.

Тому з цією метою був проведений розрахунок норми надійності елементів диференціала з коронними шестернями, щоб виявити на ранніх етапах ймовірність безвідмовної роботи того, або іншого елементу механізму здатного зберігати свої характеристики (параметри) в заданих межах протягом певного проміжку часу за певних умов експлуатації.

Визначено, що найбільш навантажувальною ланкою в даному диференційному механізмі є зубчасте зачеплення, а саме зубці коронних шестерень та шестерень сателітів, які перебувають в постійному зачепленні і піддаються дії окружною та осьових сил.

В тій чи іншій мірі у відповідності з умовами роботи, навантажувальних режимів, вимогами, які пред'являються до диференціалів, роздавальної коробки, головним є те, що робота механізму пов'язана з вибором мастильного матеріалу. Незадовільні властивості мастильного матеріалу при підвищених контактних навантаженнях призводить до швидкого виходу зубчастих передач з необхідних режимів роботи. Шляхом збільшення фактичної площі контакту поліпшуються експлуатаційні характеристики зубчастих пар, що знижує контактні навантаження, і підвищує контактну витривалість зубчастих передач. Оптимально підібраний мастильний матеріал знижує сили тертя між контактуючими робочими поверхнями зубчастих коліс, знос, запобігає задиру і схоплюванню. Тому антифрикційні, протизносні і протизадирні властивості мастильного матеріалу багато в чому визначають ефективність роботи зубчастих передач.

7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

7.1 Визначення трудомісткості та тривалості роботи

Дослідження за темою проводиться за етапами за якими закріплюються виконавці та визначається трудомісткість чи тривалість виконання робіт.

Трудомісткість робіт розраховується в людино-днях витрат робочого часу основних виконавців і залежить від складності розробки й ступеня її новизни, кваліфікації виконавців, наявності в них навичок дослідницької роботи, від використовуваних матеріалів, вимог надійності, технічних умов комплектуючих схем і т.д. [39].

Для визначення трудомісткості етапів робіт використовувати укрупнені нормативи на ці етапи. Розрахунок тривалості виконання роботи і кожного її етапу розраховують відповідно до кількості виконавців по кожному етапу за формулою (7.1):

$$T_{\text{ц}} = \frac{Q}{R \cdot K_{\text{в.н.}}}, \quad (7.1)$$

де $T_{\text{ц}}$ – тривалість циклу, днів;

Q – трудомісткість робіт, люд.-дні;

R – кількість виконавців, людей;

$K_{\text{в.н.}}$ – плановий коефіцієнт виконання норм на відрядних роботах, $K_{\text{в.н.}} = 1,05 \dots 1,1$.

Результати розрахунків проводимо у табл. 7.1

Таблиця 7.1 – Тривалість етапів роботи

Етап НДР	Трудовіткість		Виконавці		Тривалість днів
	Людино-дні	% до підсумку	Спеціальність	Кількість людей	
1	2	3	4	5	6
1. Аналіз станів досліджень в області підвищення ефективності крутного моменту в автомобілях категорії N ₃ .	12	13	магістрант	1	12
2. Запропонування технічного рішення щодо вдосконалення конструкції диференціала базової моделі роздавальної коробки	12	13	магістрант	1	12
3. Аналітичні розрахунки параметрів робочих процесів міжосьового диференціала	10	11	магістрант	1	10
4. Теоретичні дослідження параметрів розподілу вихідних крутних моментів	10	11	магістрант	1	10
5. Експериментальні дослідження триботехнічних параметрів при моделюванні зубчастого зачеплення.	20	23	керівник роботи, магістрант	2	10
6. Узагальнення отриманих результатів та розробка рекомендацій до їх впровадження.	6	7	магістрант	1	6
7. Економічне обґрунтування магістерської роботи.	10	11	магістрант, економіст	2	5
8. Охорона праці та безпека у питань надзвичайних ситуаціях.	10	11	магістрант, спеціаліст з ОП і НС	2	5
Разом	90	100		10	70

7.2 Визначення кошторисної вартості роботи

Для визначення грошових витрат на проведення дослідження складаємо кошторис витрат по статтях:

- матеріали за винятком зворотних відходів;
- паливо й енергія з боку;
- спеціальне устаткування і технологічне оснащення;
- амортизація універсального устаткування;
- заробітна плата основна і додаткова;
- внески на соціальні заходи;
- накладні витрати.

7.2.1 Визначення витрат на матеріали

У вартість матеріалів включаються витрати на матеріали для проведення дослідження (папір, калька й ін.), а також для виготовлення дослідних зразків. Обсяги витрат у натуральних одиницях варто визначити на основі програми дослідження, норм витрат, кількості годин іспитів та інших даних. Ціну кожного матеріалу визначають по прейскурантах або інших довідникових даних.

Витрати на основні матеріали M_0 розраховуємо за формулою (7.2):

$$B_M = (1 + K_{m.z.}) \cdot \sum_{i=1}^n (C_i \cdot N_i - C_{ig} \cdot N_{ig}), \quad (7.2)$$

де $K_{m.z.}$ – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати ($K_{m.z.} = 0,15 \dots 0,20$);

C_i – ціна i -го найменування матеріалу, грн.;

N_i – необхідна потреба в матеріалі i -го найменування;

N_{ig} – норма зворотних відходів матеріалі i -го найменування;

C_{ig} – ціна зворотних відходів i -го найменування матеріалу;

n – кількість найменувань матеріалів.

Вихідні дані і розрахунки вартості матеріалів проводимо в табл. 7.2

Таблиця 7.2 – Розрахунок витрат на матеріали

№ п/п	Найменування	Одиниця виміру	Норма витрат	Ціна без ПДФ, грн	Сума, грн
1	Папір А4 500 аркушів	пачка	2	71	142
2	Карта пам'яті 16 Гб	шт	1	150	150
3	Калька	шт	1	5	22
4	Ганчір'я	кг	1	25	25
5	Обезжирювач	л	0,5	73	73
6	Шприц	шт	6	3	18
7	Масило 75w80	л	0,02	185	3,7
8	Масило 75w90	л	0,02	250	5
9	Масило 80w90	л	0,02	208	4,16
10	Міліметрівка	шт	1	5	5
11	Олівець	шт	2	12	24
12	Ластик для олівців	шт	1	4	4
13	Точилка	шт	1	4	4
14	Кулька металева	шт	4	12	48
15	Шайба металева	шт	3	50	150
16	Супер клей	шт	1	9	9
17	Папір наждачний	шт	3	10	30
18	Ножниці	шт	1	28	28
19	Лінійка	шт	1	15	15
20	Штангенциркуль	шт	1	83	83
21	Масило пластичне	г	0,25	20	5
22	Шприц для змазки підшипників	шт	1	150	150
23	Технологічна добавка Polytron MTC	мл	0,5	50	25
Разом					1022,86
ТЗВ 10%					102,29
Усього					1125,15

7.2.2 Розрахунок вартості палива й енергії

Витрати на силову енергію E_c визначаємо за формулою (7.3):

$$E_c = \frac{P_y \cdot \Phi_{ef} \cdot K_e \cdot C_e}{KKД}, \quad (7.3)$$

де P_y – установлена потужність енергетичних струмоприймачів устаткування, кВт;

Φ_{ef} – ефективний фонд часу роботи даного виду устаткування, годин;

K_ϵ – коефіцієнт використання енергетичних установок по потужності і часу ($K_\epsilon \approx 0,8 \dots 0,9$);

C_e – ціна 1 кВт·година електроенергії, грн./кВт·година;

$KKД = 0,8 \dots 0,9$

Виконанні розрахунки проводимо у табл. 7.3.

Таблиця 7.3 – Розрахунок вартості енергоресурсів

Устаткування	Вид енерго-ресурсів	Норма витрати, кВт	Φ _{еф} , днів	Ціна чи вартість, грн.	Вартість енерго-ресурсів, грн.
1	2	3	4	5	6
Ноутбук	Електричний	0,06	480	2,89	83,23
Принтер		0,025	2		0,14
Роутер		0,04	10		1,156
Дриль		1,3	1		3,757
Електропривід двигуна змінного струму		5,5	12		190,74
Потенціометр		1	12		34,68
Машина тертя СМЦ-2		2,2	12		76,3
Разом					390
ТЗВ 10%					39
Усього					429

7.2.3 Визначення вартості спеціального устаткування для експериментальних робіт

Вартість спеціального устаткування, апаратів, приладів для проведення роботи визначають на підставі їхньої кількості та балансової вартості.

Дані розрахунку проводимо у табл. 7.4.

Таблиця 7.4 – Розрахунок вартості спеціального устаткування

Устаткування	Кількість, шт	Ціна за одиницю, грн.	Вартість, грн.
1	2	3	4
Електропривід двигуна змінного струму	1	10000	10000
Потенціометр	1	1500	1500
Машина тертя СМЦ-2	1	15000	15000
Разом			26500

7.2.4 Розрахунок амортизації устаткування, інструменту та приладів

Суму амортизаційних відрахувань від балансової вартості універсального устаткування, апаратів і приладів, що відносяться до основних фондів, розраховують у відповідності до зайнятості їх в дослідженні.

Результати розрахунку проводимо у табл. 7.5, 7.6.

Таблиця 7.5 - Розрахунок амортизації універсального устаткування

Устаткування, прилади	Балансова вартість, грн	Норма амортизації, %	Зайнятість устаткування, годин	Річний ефективний фонд часу, годин	Сума амортизації, грн
Електропривід двигуна змінного струму	10000	1/10	12	1860	0,64
Потенціометр	1500	1/10	12		0,97
Машина тертя СМЦ-2	15000	1/10	12		9,68
Ноутбук	5500	1/2	480		709,68
Принтер	4500	1/2	2		2,42
Роутер	600	1/2	10		1,6
Дриль	1000	1/4	1		0,13
Разом					725,1

Таблиця 7.6 - Розрахунок вартості амортизації інструменту та приладів

Інструменти	Балансова вартість, грн	Норма амортизації, %	Зайнятість устаткування, годин	Річний ефективний фонд часу, годин	Сума амортизації, грн
Викрутка	30	100	0,5	1860	0,004
Свердло по металу	40	100	1		2,15
Ключ рожковий	120	100	0,5		0,016
Пірометр	250	100	8		107,52
Разом					109,69

7.2.5 Розрахунок заробітної плати

У цю статтю включається заробітна плата всіх категорій працівників, що безпосередньо зайняті в процесі проведення всіх етапів роботи. Сума заробітної плати розраховується на основі зайнятості виконавців по окремих етапах робіт і середньоденного заробітку для кожної категорії персоналу.

Розрахунок основної заробітної плати проводимо у табл. 7.7.

Таблиця 7.7 – Розрахунок основної і заробітної плати

Посада виконавця	Кількість людей	Місячний оклад, грн	Середньоденна зарплата, грн	Зайнятість НДР, днів	Підсумкова сума основної зарплати, грн
1	2	3	4	5	6
1. Керівник роботи	1	7800	371,4	10	3714
2. Магістрант	1	5200	247,6	70	17332
3. Економіст	1	7800	371,4	5	1857
4. Спеціаліст з ОП і НС	1	7800	371,4	5	1857
Разом					24760

7.2.6 Внески на соціальні заходи

Внески на соціальні заходи визначають у процентному відношенні від суми основної зарплати з урахуванням премій розраховуємо за формулою (7.5):

$$B_{cз} = \frac{ЗП_o \cdot Y_{cз}}{100\%}, \quad (7.5)$$

де $Y_{c/cmp}$ – питома вага внесків на соціальні заходи, визначається за даними діючого законодавства, приймаємо 22%.

$$B_{cз} = \frac{24760 \cdot 22}{100} = 5447,2 \text{ грн.}$$

7.2.7 Накладні витрати

Накладні витрати розраховуються у відсотках від основної заробітної плати виконавців (150-200%) за формулою (7.6).

$$B_n = ЗП_o \cdot \frac{150\%}{100\%} \quad (7.6)$$

$$B_n = 24760 \cdot 1,5\% = 37140 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків проводимо в табл.7.8.

Таблиця 7.8 – Кошторис витрат на виконання роботи

Витрати	Сума, грн	Питома вага до підсумку, %
1	2	3
1. Витрати на матеріали	1125,2	1,2
2. Вартість енергоресурсів	429	0,45
3. Вартість устаткування	26500	27,5
4. Амортизація устаткування	725,1	0,75
5. Амортизація інструменту та приладів	109,7	0,11
6. Зарплата основна	24760	25,7
7. Внески на соц. заходи	5447,2	5,7
8. Накладні витрати	37140	38,6
Разом	96236,2	100

7.3 Розрахунок економічної ефективності роботи, що має теоретичний характер

Для теоретичних досліджень у більшості випадків важко чи навіть неможливо розрахувати економічний ефект, тому доцільно визначити їхню техніко-економічну ефективність з урахуванням наступних показників:

- важливості дослідження для народного господарства;
- складності розробки;
- результативності й можливості використання.

Важливість теоретичного дослідження оцінюють по його призначенню:

- рішення проблемних питань;
- задоволення вимог спеціальної техніки;
- пошук принципово нових конструктивних і технологічних рішень

Складність виконання роботи визначають порівнянням отриманих результатів даного дослідження з результатами відомих аналогічних досліджень з обліком грошових і трудових витрат на їхнє проведення.

Результативність роботи можна визначити по повноті рішень поставленого завдання: отриманий результат відповідає планованому, задовільний (часткове рішення) чи негативний.

Аналіз залежності між цими показниками й витратами на їхнє досягнення дає можливість кількісної оцінки техніко-економічної ефективності роботи по формулі (7.7):

$$K_{\text{НДР}} = \frac{J^n \cdot R \cdot T}{B_{\text{НДР}} \cdot t_{\text{НДР}}}, \quad (7.7)$$

де $K_{\text{НДР}}$ – рівень ефективності дослідження (коефіцієнт техніко-економічної ефективності роботи);

J^n – важливість роботи;

R – результативність роботи;

T - технічна складність виконання роботи;

$V_{\text{НДР}}$ – витрати на проведення роботи, років;

n – показник використання результатів роботи:

$n=0$ – результати роботи не використовуються;

$n=1$ – результати роботи використовуються частково;

$n=2$ – результати роботи використовуються в дослідно-конструкторських роботах (ДКР);

$n=3$ – результати роботи можуть бути використані без проведення ДКР.

Значення показників важливість роботи, результативність роботи, технічна складність виконання роботи визначаємо за таблицею 7.9.

Таблиця 7.9 – Значення оцінних факторів кількісної оцінки техніко-економічної ефективності роботи

Оцінні фактори	J	R	T	C	t_{ϕ}	n
Припустимі значення	2...5	1...4	1...3	–	–	1...8
Прийняті значення	4	3	3	-	-	1

$$K_{\text{НДР}} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 3}{96,2 \cdot 0,3} = 1,25$$

Отриманий результат дозволяє зробити висновок про ефективність отриманих даних за результатами виконання магістерської роботи.

Висновки до розділу «Економічне обґрунтування магістерської роботи»

Застосована методика економічного обґрунтування роботи дозволила визначити тривалість етапів роботи, кошторис витрат на виконання роботи та рівень ефективності дослідження.

В цілому розрахована кошторисна вартість проведення дослідження за темою «Обґрунтування параметрів робочих процесів диференціала з коронними шестернями автомобіля категорії N3» відповідає загальному галузевому рівню при незначному терміну виконання та складає 96236,3 грн., що в ринкових умовах створює додаткові переваги для виходу інноваційного продукту. Результат кількісної оцінки техніко-економічної ефективності роботи 1,25 дозволяє зробити висновок про економічну ефективність роботи в порівнянні з вартістю та результативністю подібних досліджень.

Результати дослідження можуть бути використані в області машинобудування, транспортних технологій та з подальшим виходом на міжнародний ринок науково-дослідних робіт з більш широким розвитком теми роботи із залученням найновітніших підходів вивчення аспектів запропонованого дослідження в даній сфері.

8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В даному розділі за темою дослідження «Обґрунтування параметрів робочих процесів диференціала з коронними шестернями автомобіля категорії N3», розглядаються аналіз потенційних небезпек, які можуть підстерігати дослідника під час роботи на випробувальному стенді, а також розробляються всі можливі необхідні заходи по їх усуненні.

Для досліджень запропоновано використовувати машину для випробування матеріалів на тертя та знос моделі СМЦ-2, яка призначена для вивчення процесів контактної взаємодії матеріалів при терті ковзання та кочення.

8.1 Аналіз потенційних небезпек

8.1.1 Механічне травмування, пов'язане з руйнуванням окремих елементів досліджуваних зразків на випробувальному стенді, таких як диск взаємодіючий при обертанні з кулькою, ремні які перекидаються вручну з шківів на шків. До механічного травмування працюючих призводить порушення правил з охорони праці.

8.1.2 Розбризкування гарячої оливи при $t=95^{\circ}\text{C}$ з обертаючого диску на відкриті частини тіла або в очі, внаслідок великої частоти обертання валу 1000 хв^{-1} , що може призвести до опіків шкіри та очей.

8.1.3 Механічне травмування при заміні двох елементів «диск, що обертається – нерухома кулька», при терті яких утворюються гострі кромки, що може призвести до порізів, попадання під шкіру (заноз) частин металу, капілярної кровотечі, подразнень на шкірі і т.д.

8.1.4 Механічне травмування, пов'язане з затягуванням одягу в робочий стенд, використання не застебнутих рукавів, робота в зоні обертання валу, що може призвести до травмування верхніх кінцівок.

8.1.5 Ураження електричним струмом, при не виконанні правил техніки безпеки при роботі з електрообладнанням - відсутність заземлення; пошкодження ізоляції на дротах, при монтажу, наприклад, викруткою або іншим інструментом; незакріплені контакти, що може призвести до короткого замикання, опіків або навіть летального випадку.

8.1.6 Вдихання парів оливи, так як вал обертається при 1000 хв^{-1} олива розбризкується і утворюється в повітрі її пари, що може призвести до отруєння, нудоти, запаморочення;

8.1.7 Попадання на шкіру обезжирювача, внаслідок обезжирювання зразків засобом «бензин-калоша», що може призвести до пошкодження шкіри рук;

8.1.8 Негативний вплив шкідливих факторів середовища на дослідника в лабораторії обладнаної ПК;

8.1.9 Недостатня освітленість робочого місця, внаслідок неправильного підібраних ламп, що призводить до погіршення зору, не точністю проведення дослідів і потенційних небезпек при обертанні зразків.

8.1.10 Несприятливі умови мікроклімату на робочому місці: підвищена температура повітря призводить до швидкої втоми, перегріву організму, великому потовиділенню; низька температура може визвати місцеве і загальне охолодження організму, що призводить до простудних захворювань. Як наслідок недотримання сприятливих умов мікроклімату призводить до зниження працездатності людини, зростає ризик до виникнення травм и професійних захворювань.

8.1.11 Підвищений рівень шуму, який створюється перетворювачем напруги, при терті досліджуваних зразків та від самої машини тертя, що може призвести до тимчасового погіршення слуху.

8.1.12 Перегрів електродвигуна, внаслідок тривалої роботи під великими навантаженнями, призводить до пошкодження обмотки, короткого замикання, задимлення приміщення.

8.1.13 Неправильне зберігання промасляного ганчір'я, невиконання інструкції з техніки безпеки, як наслідок при короткому замиканні можливе попадання іскри на це ганчір'я, що призведе до пожежі.

8.1.14 Незадовільна організація Цивільного захисту може призвести до зниження стійкості роботи об'єктів.

8.2 Заходи по забезпеченню безпеки

Для виключення можливих травмувань дослідника та обслуговуючого персоналу підчас виконання відповідно експериментальних робіт і службових обов'язків в проекті передбачені такі заходи:

- **Організаційні заходи**

Для попередження травм на роботі на стенді проведений інструктаж та навчання дослідника, що відповідає вимогам НПАОП 0.00-4.12-05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці», з метою попередження можливих травмувань, з усіма працівниками, прийнятими на роботу, а також у період роботи проводяться навчання, інструктажі з питань: охорони праці; надання першої допомоги потерпілим від нещасних випадків; правилам поведінки при виникненні аварій або навчання з правил електробезпеки, перевірка знань та атестація персоналу на отримання та підвищення групи з електробезпеки.

- **Технічні заходи**

Відповідно документу НПАОП 0.00-1.62-12 «Правила охорони праці на автомобільному транспорті» проводять такі технічні заходи:

8.2.1 Для запобігання травмувань пов'язаних з руйнуванням обертаючих вузлів при 300, 500, 1000 хв⁻¹, необхідно встановлювати огорожувальні елементи з металу товщиною 1,5 мм або металеву сітку товщиною 2 мм, з діаметром отворів не більше 5 мм², так як діаметр кульки 9,3 мм². НПАОП 0.00-1.30-01. «Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями»

8.2.2 Для запобігання травмувань пов'язаних з попаданням гарячої оливи на шкіру, необхідно застосовувати захисні екрани у вигляді прозорого

скла (оргскло) товщиною не менше 5 мм, яке встановлюється після металевої сітки. НПАОП 0.00-1.30-01. «Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями». Відповідно пунктам 8.2.1 та 8.2.2 рекомендується застосовувати оргскло для більш точного проведення дослідів.

8.2.3 Щоб уникнути потрапляння під шкіру частин металу, необхідно випробувальні зразки («диск, що обертається – нерухома кулька»), які в процесі тертя отримують ці грубі гострі поверхні, після кожного дослідів обробляти наждачною бумагою з зернистістю 150. Застосувати одяг та рукавиці. "Мінімальні вимоги безпеки і охорони здоров'я при використанні працівниками засобів індивідуального захисту на робочому місці" НПАОП 0.00-7.17-18.

8.2.4 Враховуючи, що всі дослідів пов'язані з обертанням валу, необхідно підібрати спеціальний одяг. НПАОП 0.00-4.01-08 "Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту".

8.2.5 Для запобігання ураження електричним струмом необхідно в першу чергу оглянути електроустаткування на наявність заземлення на стенді, електродвигуні, пошкодження обмотки дротів, правильність закріплення контактів, чи не торкається дріт обертальних елементів машини, і насамперед забезпечити робоче місце діелектричними килимками та взуттям. «ПУЕ» та ГОСТ 12.1.030-81 (2001) «ССБТ. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення».

8.2.6 Для запобігання перегріву електродвигуна необхідно робити перерви 10-15 хв після кожного дослідів, але і також можна застосувати вентилятори для охолодження елементів двигуна та машини тертя, які працюють під великими навантаженнями. НПАОП 0.00-1.71-13 «Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями»

8.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

8.3.1 Для запобігання отруєння, нудоти, запаморочення від вдихання парів оливи, слід застосовувати респіратори і організувати штучну місцеву вентиляцію. "Мінімальні вимоги безпеки і охорони здоров'я при використанні працівниками засобів індивідуального захисту на робочому місці" НПАОП 0.00-7.17-18, ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»

8.3.2 Для запобігання попадання на шкіру обезжирювача, слід застосовувати спеціальні рукавиці. "Мінімальні вимоги безпеки і охорони здоров'я при використанні працівниками засобів індивідуального захисту на робочому місці" НПАОП 0.00-7.17-18.

8.3.3 Для запобігання дії підвищеного рівня шуму на організм людини треба застосовувати спеціальні навушники та організувати перерви 10-15 хв. ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку»

8.3.4 Для кращого освітлення робочого місця необхідно правильно підібрати (в залежності від площі і поверхні на яку буде припадати світловий потік) лампи за потужністю, силою світла, яскравістю, освітленістю. Для дослідної лабораторії площею 120 м² приймаємо газорозрядні люмінесцентні лампи загальною кількістю $n=10$ шт, потужністю $W=54\text{Вт}$, висотою кріплення $H=4\text{м}$, відстанню між лампами $L=2\text{м}$. ДБН В.2.5-28-2006 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення»

8.3.5 Для того щоб забезпечити оптимальні умови мікроклімату (температура, вологість, швидкість руху повітря) необхідно застосовувати системи кондиціонування. А для запобігання теплового (інфрачервоного) опромінювання необхідно робити перерви в роботі і застосовувати захисні екрани, плівки и т.д. ДСН 3.3.6-042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» та ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»

8.3.6 Заходи щодо забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці для приміщення дослідницької лабораторії, де є ПК до вимог Державних

санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу», ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні стандартні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин» і НПАОП 0.00-7.15-18 «Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями».

а) Відповідно замірам, де розташовані ПК за темою «Розрахунок оцінки рівня умов праці, важкості та напруженості праці за бальною шкалою» в табл. 8.1 заносимо вихідні дані умов праці та виробничого середовища, що впливають на працівника в процесі трудової діяльності.

Таблиця 8.1 - Вихідні дані

Фактор (показник)	Фактичне значення	Час дії год.
Умови праці:		
Мікроклімат за ТНС-індексом, t, °C	27,5	9
Освітленість приміщення E, лк	200	10
Розряд і підрозряд зорових робіт, Зор	Б-1	—
Рівень шуму L, дБ А	95	5
Напруженість праці:		
Загальні енергозатрати організму, Вт	190	7
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	63000	7
Важкість праці:		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	81	7
Тривалість робочого дня, год.	10	10

1. У відповідності до вихідних даних, вносимо наявні фактори умов праці та виробничого середовища, що впливають на працівника в процесі трудової діяльності їх фактичне значення та час дії вносимо до стовпчиків 1, 2, 3, табл. 8.2 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Таблиця 8.2 - Результати оцінювання за бальною шкалою

Фактор (показник)	Виміряні показники $P_{\text{вим}}$	Час дії год. (хв)	ГДК, ГДР, показники $P_{\text{дод}}$	$X_{\text{визн}}$, бали	Клас умов праці	X_i , бали
1	2	3	4	5	6	7
Мікроклімат за ТНС-індексом, t , °C	27,5	9	22,0-25,1	4	3.4	4
Освітленість приміщення E , лк	200	10	300	—	3.1	1
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Z_{\text{ор}}$	Б-1	—	—	—	—	—
Рівень шуму L , дБА	95	5	65	—	3.2	1,25
Загальні енергозатрати організму, Вт	190	7	290	0,57	3.3	3
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	63000	7	40000	1.4		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	81	7	75	0,95		
Тривалість робочого дня, год.	10	10	8	0,23		

2. Відповідно до додатка А [40], за витратами енергії, визначаємо категорію робіт дослідника лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 190 Вт (151-200 ккал/год.) та повинні відповідати фізичним роботам середньої – категорії Па.

3. З додатку Г.1 [40], відповідно до категорії робіт Па, розряду зорових робіт Б-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою».

4. Для окремих факторів і показників за методикою визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{\text{визн}}$ та вносимо їх значення до стовпчика 5, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

- для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС-індекс,

додаток Б [40]. Розрахунковий коефіцієнт $X_{\text{визн}}$ при оцінці мікроклімату визначаємо в балах, за формулою 8.1:

$$X_{\text{визн}} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T} = \frac{4 \cdot 8}{8} = 4$$

- для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою 8.2:

а) Загальні енергозатрати організму, $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{190 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 290} = \frac{1330}{2320} = 0,57$$

б) Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{63000 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 40000} = \frac{441000}{320000} = 1,4$$

в) Тривалість зосередження уваги (% від часу зміни), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{81 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 75} = \frac{567}{600} = 0,95$$

г) Тривалість робочого дня (зміни), $K_{\text{знач}} = 0,15$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = \frac{567}{600} = 0,15$$

5. Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

- для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{\text{визн}} = 2$, з таблиці 7.2 – 3 клас, 2 ступінь (3.2) [40];

- при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $P_{\text{вим}} = 200$ лк, за додатками Г та табл. Г.1 – 3 клас, 1 ступінь (3.1) [40];

- для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $P_{\text{вим}} = 95$

дБА, за додатками Д та табл. Д.1 – 3 клас, 2 ступінь (3.2) [40];

- клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$ за формулою 8.3 [40]:

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 0,57 + 1,4 + 0,95 + 0,23 = 3,15$$

З таблиці 8.3 [40] за значенням суми розрахованих балів показників $X_{\text{сум}} = 3,15$ – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

6. Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК належать до 3 класу, 3 ступеню.

7. Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

- для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 4 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому – $X_{\text{ст}} = X_i = 4$;

- при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 8 годин, тому коректування не потрібно – $X_{\text{ст}} = X_i = 1$;

- для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 2 ступеню умов праці та діє протягом 5 годин, тому значення X_i визначаємо за формулою 8.4 [40]:

$$X_i = X_{\text{ст}} \cdot \frac{T}{8} = 2 \cdot \frac{5}{8} = 1,25$$

- для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому – $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , за формулою 8.5 [40]:

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i = 4 + 1 + 1,25 + 3 = 9,25$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 9,25$, на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці 8.4. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 20% [40].

8. На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції:

- умови, важкості та напруженості праці на робочому місці дослідника, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця;

- відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці дослідника належать до категорії Па, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії Па, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом - 19,2 - 21,9°C;

- освітленість приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами

відповідає розряду зорових робіт Б-1, нормована загальна освітленість якого, на робочих столах – $E = 300$ лк;

- рівень шуму в робочий зоні дослідника 65 дБА;
- загальні енергозатрати організму, до 290 Вт;
- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 40000;
- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 50%;
- тривалість робочого дня, 6 або 7 год.
- для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:
 - для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціювання приміщення;
 - для забезпечення нормованої освітленості приміщення яка відповідає розряду зорових робіт необхідно провести додаткові розрахунки та визначитися з потужністю ламп, типом ламп та світильників та їх раціональним розміщенням;
 - для зниження рівня шуму в робочий зоні дослідника необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;
 - для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 6 або 7 год
 - для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1-2 години;
 - для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.
- якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за

особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці 8.4 [40], у розмірі 20 %.

8.4 Заходи з пожежної безпеки

Для запобігання виникнення пожежі від ганчір'я, необхідно його складати в окремі коробки і подалі від електроустаткування і електродвигунів. ДБН В.2.5-56:2014 «Системи протипожежного захисту», НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні»

Комплекс протипожежних заходів для приміщення дослідницької лабораторії розроблений згідно вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні».

Виходячи з аналізу речовин та матеріалів, які використовуються при роботі у приміщенні дослідницької лабораторії обладнаною електроприводом двигуна змінного струму, потенціометром для записування параметрів тертя досліджуємих олив, машиною тертя СМЦ-2, згідно ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж (EN 2:1992, EN 2:1992/A1:2004, IDT)» у приміщенні дослідницької лабораторії можлива пожежа класів – «А» (пожежа, що супроводжується горінням твердих матеріалів) та «Е» (горіння електроустановок, що перебувають під напругою до 1000 В).

Відповідно до вимог ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою», воно належить до категорії «Д» з пожежної небезпеки – простір у приміщенні, у якому перебувають тверді горючі речовини та матеріали.

Оскільки приміщення дослідницької лабораторії до категорії «Д» з пожежної небезпеки, тому відповідно до вимог ДБН В.1.1-7:2016 «Безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги» воно має II ступінь вогнестійкості.

Згідно вимог ДБН В.2.5-56:2014 «Системи протипожежного захисту», в приміщенні дослідницької лабораторії встановлена система пожежної й охоронної сигналізації «Сигнал-ВК6». Яка забезпечує виявлення теплових і

димових ознак пожежі і місця виникнення пожежі з точністю до місця розміщення датчика.

Оскільки приміщення дослідницької лабораторії має площу 120 м², тому відповідно до вимог п. 5 розділу VI «Вибір типу та необхідної кількості вогнегасників», «Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників», затверджених наказом МВСУ 15.01.2018 № 25 для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, передбачені вуглекислотні вогнегасники типу ВВК-3,5 у кількості 3 штук і порошковими вогнегасниками типу ВП-5 у кількості 2 штук.

б) Для приміщення обладнаного ПК площею 35м² передбачені, з розрахунку один вогнегасник с величиною заряду вогнегасної речовини 3 кг і більше, на 20 м² площі приміщення, вуглекислотні вогнегасники типу ВВК-3,5 у кількості 2 штук.

8.5 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях

8.5.1 Організація цивільного захисту на промисловому об'єкті

Об'єкт господарської діяльності — це підприємства (державні і приватні), установи і організації, навчальні заклади та інші. На всіх об'єктах Цивільна оборона організовується з метою завчасної підготовки їх до захисту від наслідків надзвичайних ситуацій, зниження втрат, створення умов для підвищення стійкості роботи об'єктів та своєчасного проведення рятувальних та інших невідкладних робіт (РІНР).

Відповідальність за організацію та стан Цивільної оборони, за постійну готовність її сил і засобів до проведення РІНР несе начальник цивільної оборони (НЦО) об'єкта — керівник підприємства, установи та організації.

Начальник ЦО об'єкта підпорядковується відповідним посадовим особам міністерства (відомства), у підпорядкуванні якого знаходиться об'єкт, а також начальнику ЦО міста (району), на території якого розташований об'єкт. На допомогу начальнику ЦО об'єкта призначається заступник, або декілька. Як правило, призначаються заступники з: інженерно-технічної

частини, евакуації, матеріально-технічного постачання.

Заступник начальника ЦО з евакуаційних заходів керує розробленням плану евакуації на кожну можливу надзвичайну ситуацію, організовує підготовку місць для розміщення евакуйованих; керує службою охорони громадського порядку і організовує перевезення робітників та службовців в райони розселення і до місця праці (на об'єкті).

Заступник начальника ЦО з інженерно-технічної частини — головний інженер об'єкта — керує розробленням плану переведення підприємства на особливий режим роботи, здійснює заходи щодо підвищення стійкості роботи підприємства в умовах надзвичайних ситуацій, керує аварійно-технічною, протипожежною службами та службою сховищ і укриттів. Він же здійснює технічне керівництво рятувальними та невідкладними аварійно-відновлювальними роботами в районі лиха, аварії, в осередку ураження.

Заступник начальника ЦО з матеріально-технічного постачання — заступник або помічник директора з постачання — забезпечує накопичення та збереження спеціального майна, техніки, інструментів, засобів захисту і транспорту. На нього покладається матеріально-технічне забезпечення: будівництва (пристосування) укриттів, евакозаходів, проведення РІНР та інші заходи.

В склад керівництва Цивільної оборони об'єкта входять також керівники громадських організацій.

При начальникові ЦО об'єкта створюється штаб ЦО — орган управління начальника Цивільної оборони. Склад штабу залежить від значення підприємства. Штаб ЦО комплектується як штатними працівниками ЦО, так і за рахунок посадових осіб, не звільнених від виконання основних обов'язків, та складається із начальників штабу, його заступників (помічників) з оперативно-розвідувальної роботи, бойової підготовки, а також інших спеціалістів (виходячи із специфіки виробництва чи обстановки).

Робота штабу організовується на підставі наказів, розпоряджень та вказівок начальника ЦО об'єкта, старшого штабу та рішень місцевої державної

адміністрації (органу виконавчої влади). Начальник штабу є першим заступником начальника ЦО об'єкта. Йому надається право від імені начальника ЦО віддавати накази та розпорядження з питань Цивільної оборони на об'єкті.

Штаб Цивільної оборони здійснює заходи щодо захисту робітників і службовців та забезпечує своєчасне оповіщення населення про загрозу або виникнення надзвичайних ситуацій. Організовує і забезпечує безперервне управління Цивільної оборони. Розробляє план дій органів управління і сил ЦО об'єкта з запобігання та ліквідації НС, періодично коригує та організовує його виконання. Організовує та контролює навчання робітників, службовців з Цивільної оборони та підготовки невоєнізованих формувань об'єкта.

На об'єкті залежно від характеру його виробничої діяльності створюються служби ЦО: оповіщення і зв'язку; медична; радіаційного та хімічного захисту; охорони громадського порядку; протипожежна; енергопостачання та світломаскування; аварійно-технічна; сховищ і укриттів; транспортна; матеріально-технічного постачання та інші. На них покладаються виконання спеціальних заходів і забезпечення дій формувань при проведенні РІНР.

Керівництво службами здійснюють їх начальники, які призначаються наказом начальника ЦО об'єкта, з числа начальників відділів, цехів, на базі яких вони створені. Начальники служб зобов'язані підтримувати в постійній готовності сили та засоби служби, знати політичні, моральні і ділові якості підлеглих і проводити з ними виховну роботу, заняття та навчання. Начальники служб беруть участь у розробленні плану дій органів управління і сил із запобігання і ліквідації НС та самостійно розробляють необхідні документи служб. На них покладається своєчасне забезпечення підлеглих формувань спеціальним майном і технікою.

Служба оповіщення та зв'язку створюється на базі вузла зв'язку об'єкта (диспетчерського зв'язку, електроцеху). На службу покладається: організація своєчасного оповіщення керівного складу, робітників та службовців,

населення про загрозу та виникнення надзвичайних ситуацій; організація зв'язку та підтримування її у постійній готовності. Крім того, служба усуває аварії на мережах і спорудах зв'язку, що знаходяться в осередках ураження, районах лиха.

Медична служба організовується на базі медсанчастини (поліклініки) об'єкта. Начальник служби — головний лікар. Служба забезпечує комплектування, навчання і підтримування в готовності медичних формувань; накопичення запасів медичного майна та медичних засобів індивідуального захисту; медичну розвідку і санітарно-епідемічне спостереження.

Надає медичну допомогу ураженим та евакуйовує їх у лікарняні установи, здійснює медичне забезпечення робітників, службовців і членів їх сімей у місцях розміщення евакуйованих.

Служба радіаційного і хімічного захисту розробляє і здійснює заходи щодо захисту людей, харчоблоків, складів продуктів від дії радіоактивних та отруйних речовин: створює і навчає формування і установи радіаційного та хімічного захисту; здійснює контроль за станом засобів індивідуального захисту, приладів і спеціальної техніки. Веде радіаційну та хімічну розвідку, здійснює контроль за опроміненням та зараженням особового складу, проводить заходи щодо ліквідації радіоактивного і хімічного зараження.

Служба охорони громадського порядку створюється на базі підрозділів охорони та народних дружин. Вона забезпечує надійну охорону об'єкта; підтримування громадського порядку в районах лиха та під час проведення РІНР; сприяє своєчасному укриттю працюючих за сигналами ЦО; контролює дотримання режиму світломаскування.

Служба енергопостачання та світломаскування створюється на базі відділу головного енергетика. Начальник служби — головний енергетик об'єкта. Служба розробляє заходи щодо забезпечення безперебійного постачання газу, тепла, електроенергії на об'єкт. Здійснює оснащення уразливих ділянок енергетичних мереж різного роду системами та засобами захисту. Планує проведення заходів зі світломаскування та підготовчі заходи

першочергових відновлюваних робіт. Проводить невідкладні аварійно-відновлювальні роботи на енергомережах.

Аварійно-технічна служба організовується на базі виробничого, технічного відділів або відділу головного механіка. Вона розробляє і здійснює заходи щодо захисту унікального обладнання, підвищення стійкості основних споруд, спеціальних інженерних мереж і комунікацій; проводить невідкладні роботи по розбиранню завалів, локалізації і ліквідації аварій на комунікаціях та спорудах об'єкта.

Служба сховищ і укриттів створюється на базі відділу капітального будівництва, житлово-комунального відділу, будівельних бригад (цехів). Вона займається: відпрацюванням розрахунків укриття робітників, службовців, населення; забезпеченням готовності сховищ і укриттів та контролем за правильністю їх експлуатації; організацією будівництва захисних споруд. На її особовий склад покладається забезпечення своєчасного заповнення сховищ і укриттів за сигналами оповіщення ЦО. Крім того, служба бере участь у рятувальних роботах при розкритті завалених сховищ і укриттів.

Транспортна служба створюється на базі транспортного цеху (гаража). Вона розробляє і здійснює заходи щодо забезпечення перевезень евакуйованих; організовує перевезення сил і засобів до осередку ураження (в районах лиха); готує транспорт для перевезення людей, евакуації уражених і для інших цілей ЦО; проводить роботи щодо знезараження транспорту.

Служба матеріально-технічного постачання створюється на базі відділу матеріально-технічного постачання об'єкта. Вона розробляє план матеріально-технічного постачання; своєчасно забезпечує формування усіма видами оснащення і продовольства; організовує ремонт техніки і різного майна, підвезення його до ділянок (місць) робіт, зберігання та облік; забезпечує продуктами та предметами першої необхідності персоналу як на об'єкті так і в місцях розселення (евакуації).

На невеличких об'єктах господарської діяльності служби ЦО не створюються, їх функції при проведенні необхідних заходів виконують структурні органи управління цих об'єктів.

8.6 Висновки до розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»

В даному розділі розглянуті аналіз потенційних небезпек, які можуть вплинути на дослідника при роботі на досліджуваному стенді та на ПК. Розробленні заходи по їх усуненні, приведенні розрахунки та таблиця. Розглянуті протипожежні заходи та приведені заходи по Цивільному захисту.

ВИСНОВКИ

Виконанні теоретичні та експериментальні дослідження обумовили можливість підвищити ефективність розподілу крутних моментів між вихідними валами роздавальної коробки повнопривідного автомобіля категорії N3 під час буксування коліс його ведучих мостів, за рахунок запропонування конструкції диференціала з коронними шестернями. Результати досліджень дозволили сформулювати основні теоретичні та науково практичні висновки:

1. Визначена необхідність проведення подальших досліджень з ефективного розподілу силового параметру потужності, яка роздається роздавальною коробкою трансмісії автомобіля при його використанні в складних дорожніх умовах руху.

2. Визначені геометричні параметри коронних шестерен: для вала приводу задніх мостів дільний діаметр $d_w = 192$ мм; кут нахилу зубців $\beta=34$; для переднього моста $d_w = 170$ мм; $\beta=29$;

3. Встановлено, що оптимальним розподілом крутних моментів між вихідними валами є: спрямування на передній міст від 30% до 50%, на середній та задній мости від 80% до 90%. При цьому коефіцієнт асиметрії K_a , розглядається як показник можливого характеру перерозподілу реалізованого моменту по зчепленню та знаходиться в межах відповідно на передній міст від 2,5 до 10,3, на середній та задній мости від 4 до 9. Внутрішнє передавальне число диференціала пропонованої конструкції за розрахунками не змінено та залишається тим самим $p=2,4$.

4. Попередній розрахунок норми надійності на підставі графічної структурної моделі конструкції диференціала вказав на слабкі ланки та необхідність проведення для них поглиблених експериментальних досліджень. Цією ланкою визначено зубчате зачеплення між сателітами та короною шестернею, які перебувають в постійному зачепленні і піддаються дії окружної та осьових сил.

5. Встановлено, що мінімальні значення приведених інтенсивностей зношування модельного зразка кульки обумовили оливи: Opet 75W80 при $n=300$ хв^{-1} та Castrol 80W90 при $n=300$ хв^{-1} та $n=1000$ хв^{-1} без додавання технологічної добавки Polytron MTC. Однак для цих олив добавка не є ефективною, оскільки має місце суттєве збільшення зношування. Проте добавка забезпечує зменшення зношування тільки для оливи Castrol 75W90 при $n=300$ хв^{-1} . У інших випадках добавка не працює. Однак частотний режим контактної взаємодії може обумовлювати дію добавки для деяких олив. Проте свідчить зменшення зношування при додаванні добавки у оливу Opet 75W80 при збільшенні частоти обертання валу. Зменшення часу попереджає негативний вплив добавки на процеси зношування кульки.

6. В модельних умовах дослідів найбільш кращим за своїми властивостями виявилась олива марки 80W90. Лінія тренду припрацювання оливи виявилися найбільш оптимальними в порівнянні з іншими марками досліджуваних олив, так як коефіцієнт тертя $\mu=0,25$ та температура $t=42^{\circ}\text{C}$ за часом випробування були більш кращими. А за результатами оцінки приведеної інтенсивності зношування ця олива займає середнє місце. Тому оливу марки Castrol 80W90 доцільно рекомендувати до забезпечення працездатності диференціала пропонованої конструкції.

9. Отриманні результати триботехнічних випробувань при моделюванні контактних тисків відповідають параметрам навантаження зубців сателітів з зубцями коронних шестерен досліджуваного диференціала та можуть бути враховані при відтворенні робочих процесів під час роботи в реальних умовах експлуатації. При цьому діапазони зміни значення осьової сили, лінійна швидкість переміщення площини контакту по поверхні зубів коронної шестерні, та час включення фрикційних дисків вважаються найбільш визначальними.

Напрямок подальшого дослідження пропоную вважати уточнення параметрів робочих процесів, щодо прояву контактних взаємодій між зубцями сателітів, коронних шестерен, а також фрикційних дисків муфт блокування, за умов зміни швидкості обертання кінематичних ланок.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Ванцевич В.В. Синтез схем приводов к ведущим мостам и колёсам многоприводных транспортно-тяговых машин: автореф. дис.докт.техн.наук: Минск. 1992. 220 с.
2. Денисов А.В., Соловов А.Л. Силовой привод многоосных автомобилей большой грузоподъёмности. Бронницы: Изд-во ФГУП «Производственноиздательский комбинат ВИНТИ», 2007. 270 с.
3. Научные подходы к обоснованию технического облика ходовой части перспективных многоосных транспортных средств /А.Н. Елисеев [и др.]. М.: Академия проблем качества, отделение спецтехники и конверсии, 2000. 48 с.
4. Ларин В.В. Методы прогнозирования и повышения опорной проходимости многоосных колёсных машин на местности: автореф. дис. докт.техн.наук. М. 2007.419 с.
5. Александров Е.Б., Трикоз А.А., Шеметов С.В. Современные механизмы распределения мощности в трансмиссии легковых автомобилей. М.: ЦНИИТЭНИавтопром, 1989. 52 с.
6. Боталенко А.А. Кулачковый механизм блокировки дифференциала: дис. канд.техн.наук. Минск. 1984. 229 с.
7. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. Мобильные транспортные машины. Взаимодействие со средой функционирования. Минск.: Беларуская наука, 1998. 303с.
8. Васильченков В.Ф. Автомобили и гусеничные машины. Теория эксплуатационных свойств. Рыбинск: Изд. АООТ «РДП» - АРП, 2004. 432 с.
9. Коротконошко Н.И. Автомобили с заблокированным и дифференциальным приводом. М.: Машгиз, 1948. 252 с.
10. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин: учебник. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 391 с.

11. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
12. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колёсные транспортные средства особо большой грузоподъёмности. Конструкция. Теория. Расчёт. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2006. 728 с.
13. Афанасьев Б. А., Жеглов Л. Ф., Фоминых А. Б. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов; В 3 т. / Под. ред. А.А. Полунгяна. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2008. Т. 1. 432 с.
14. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов (2–е изд., доп. и перераб.). М.: Машиностроение. 1990. 352 с.
15. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1981. 279 с.
16. Дифференциал с переменным передаточным числом ограниченным проскальзыванием. Режим доступа: <http://www.findpatent.ru/patent/.html> [электронный ресурс].
17. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
18. Шухман С.Б. Обоснование и разработка метода повышения.
19. Пирковский Ю.В. Влияние конструктивных показателей автомобилей на их динамические качества и топливную экономичность. М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1974. 266 с.
20. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1981. 279 с.
21. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов (2–е изд., доп. и перераб.). М.: Машиностроение. 1990. 352 с.
22. Методи формування раціонального розподілу потужності в трансмісії легкового повнопривідного автомобіля. Режим доступа:

<http://www.dslib.net/kolesn-mashyny/metody-formirovanija-racionalnogo-raspredelenija-mownosti-v-transmissii-legkovogo.html>- [електронний ресурс].

23. Раздаточная коробка автомобиля Камаз – 44108. Режим доступа: <http://военная-энциклопедия.рф/>- [електронний ресурс].

24. Дифференциал автомобиля Камаз. Режим доступа: <https://studopedia.su/> - [електронний ресурс].

25. Дифференциал с коронными шестернями. Режим доступа: <https://carguts.ru/articles/4wd-audi/>- [електронний ресурс].

26. Дифференциал с коронными шестернями. Режим доступа: <https://www.popmech.ru/>- [електронний ресурс].

27. Дифференциал с коронными шестернями. Режим доступа: <http://m.audi-quattro-highlights.de/ru/>- [електронний ресурс].

28. Методичні вказівки до проведення практичних занять з дисципліни «Надійність та довговічність двигунів внутрішнього згорання» для студентів всіх форм навчання. Спеціальність 133 Галузеве машинобудування («Двигуни внутрішнього згорання»). /Укл.:Кубіч В.І., Слинько Г.І.-Запоріжжя: ЗНТУ, 2017.- 66с.

29. Дифференциал с переменным передаточным числом ограниченным проскальзыванием. Режим доступа: <http://www.findpatent.ru/patent/.html>- [електронний ресурс].

30. Осепчугов В. В. Автомобиль: Анализ конструкции, элементы расчета: учебник для студентов вузов / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.

31. Дифференциальный механизм с переменным передаточным числом [Электронный ресурс]: Электронная библиотека elibrary.ru – Режим доступа: <https://elibrary.ru/defaultx.asp>.

32. Бухарін Н.А. та ін. Автомобілі. Конструкція, навантажувальні режими, робочі процеси, міцність агрегатів автомобіля. - М.: Машинобудування, 1973-504 с.

33. Лукін П.П., Гаспарянц Г.А., Радіонов В.Ф. Конструювання і розрахунок автомобіля. - М.: Машинобудування, 1981.
34. Трансмісійні оливи для автомобіля. Режим доступу: <https://motoroil.ru/vybor-masla/top-15-luchshix-transmissionnyx-masel-dlya-avto.html> -[електронний ресурс]
35. Сумісність присадок. Присадки олив. Режим доступу: https://studopedia.ru/15_102542_yake-priznachennya-prisadok-do-motornih-oliv-shcho-oznachaie-sumisnist-prisadok-chi-mozhna-dodavati-prisadki-do-oliv-v-miru-ih-spratsyuvannya.html -[електронний ресурс]
36. Рішення систем лінійних рівнянь методом Крамера. Режим доступу: <https://matrixcalc.org/slu.html#solve-using-Cramer> -[електронний ресурс].
37. Грушко И.М., Сиденко В.М. Основы научных исследований. -Вища школа, 1983.
38. Кубич В.И. Оценка триботехнических характеристик сопряжений. Двигатель внутреннего сгорания. Тормозной механизм автомобиля.
39. Методичні вказівки до економічного розділу магістерської роботи для здобувачів вищої освіти за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» освітньою програмою «Колісні та гусеничні транспортні засоби» всіх форм навчання / Укл.: Борисенко О.Є. - Запоріжжя: ЗНТУ, 2016 – 25 с.
40. Методичні вказівки до лабораторного заняття «Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці» з дисципліни «Цивільний захист і охорона праці в галузі» для студентів усіх спеціальностей та усіх форми навчання. Укл.: М. І. Лазуткін, М. О. Журавель - Запоріжжя: ЗНТУ, 2018 р. – 44 с.