

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал" комунального підприємства "Вінницяоблводоканал" за рахунок контролю температурних режимів гальмівних механізмів коліс»

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1АТ-20м
спеціальності 274 – Автомобільний
транспорт

Джунь М.І.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ

Кужель В.П.

« ____ » _____ 2021 р.

Опонент: _____

« ____ » _____ 2021 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« ____ » _____ 2021 р.

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 27 – Транспорт
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

« ___ » _____ 2021 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Джунь Микола Іванович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал" комунального підприємства "Вінницяоблводоканал" за рахунок контролю температурних режимів гальмівних механізмів коліс,
керівник роботи Кужель Володимир Петрович, к.т.н., доцент,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ВНТУ від «24» вересня 2021 року № 277.

2. Строк подання студентом роботи: 08.12.2021 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; рухомий склад транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал", форма власності: комунальна; об'єкт дослідження – робочі процеси теплонавантаженості гальмівних механізмів коліс автомобіля; предметом дослідження є залежність процесів теплопередачі та впливу різних чинників на температурні режими дискових гальм, які визначають їх енергосмність.

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

1. Науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал".

2. Типові режими випробувань і теплові моделі гальмівних механізмів автомобільних коліс.

3. Енергетичний аспект процесу гальмування та методика проведення експериментальних досліджень.

4. Результати дослідження впливу різних чинників на температурний режим та тепловий баланс дискових гальмівних механізмів.

5. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1-3. Тема, мета та завдання роботи, об'єкт та предмет дослідження, наукова новизна та практичне значення одержаних результатів, апробація результатів роботи.

4. Організаційно-структурна схема ДП «Хмельникводоканал».

5. Вартість основних виробничих фондів підприємства.

6. Базова матриця SWOT – аналізу діяльності дочірнього підприємства.

7. Стратегії, розроблені на основі даних SWOT-аналізу.

8. Класифікація фрикційних матеріалів. Типова крива залежності коефіцієнта тертя від температури для фрикційних матеріалів.

9. Фізико-механічні характеристики фрикційного матеріалу.

10. Типові режими випробувань гальмівних механізмів.

11. Чинники, які впливають на тепловий стан пар тертя.

12. Параметри оцінки енергоємності гальмівних механізмів.

13. Залежності для теплового розрахунку гальмівних механізмів.

14. Конструкції стендів інерційних для випробування гальмівних колодок та співвідношення теплоти, відведеної конвективним способом від гальм.

15. Розподіл температур по радіусу диска.

16. Одержані регресійні залежності.

17. Основні висновки.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Кужель В.П., доцент кафедри АТМ		
Економічна частина	Буренников Ю.Ю., доцент кафедри АТМ		
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Дембіцька С.В., професор кафедри БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання «27» вересня 2021 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	27.09-04.10.2021	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	27.09-04.10.2021	
3	Обґрунтування методів досліджень	27.09-04.10.2021	
4	Розв'язання поставлених задач	05.10-15.11.2021	
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	16.11-30.11.2021	
6	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»	08.11-21.11.2021	
7	Виконання розділу «Економічна частина»	08.11-21.11.2021	
8	Нормоконтроль МКР	01.12-08.12.2021	
9	Попередній захист МКР	09.12-10.12.2021	
10	Рецензування МКР	13.12-17.12.2021	
11	Захист МКР	20.12-24.12.2021	

Студент _____ Джунь М.І.
(підпис)


Керівник роботи _____ Кужель В.П.
(підпис)

АНОТАЦІЯ

УДК 629.113-59.001.4

Джунь М.І. Підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал" комунального підприємства "Вінницяоблводоканал" за рахунок контролю температурних режимів гальмівних механізмів коліс. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2021. 114 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 25 назв; рис.: 35; табл.: 37.



У магістерській кваліфікаційній роботі основна увага приділена підвищенню експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства «Хмільникводоканал» комунального підприємства «Вінницяоблводоканал» за рахунок контролю температурних режимів гальмівних механізмів коліс при тривалих режимах їх роботи.

В роботі досліджені типові режими випробувань і теплові моделі гальмівних механізмів автомобільних коліс, наведений енергетичний аспект процесу гальмування та запропонована методика проведення експериментальних досліджень, представлені результати дослідження впливу різних чинників на температурний режим та тепловий баланс дискових гальмівних механізмів. Графічна частина складається з 17 слайдів.

У розділі охорони праці та безпека у надзвичайних ситуацій проаналізовані умови праці, запропоновані організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи, розраховані показники забруднення повітря робочої зони, параметри опалення, вентиляції, освітлення, шуму та вібрації.

ABSTRACT

Dzhun M.I. Improving the operational reliability of the rolling stock of the transport unit of the subsidiary "Khmilnykvodokanal" of the municipal enterprise "Vinnytsiaoblvodokanal" by controlling the temperature of the brake mechanisms of the wheels. Master's degree in specialty 274 - Road transport. Vinnytsia: VNTU, 2021. 114 p.

In Ukrainian language. Bibliographer: 25 titles; fig.: 35; tabl.: 37.

The master's qualification work focuses on improving the operational reliability of the rolling stock of the transport unit of the subsidiary "Khmilnykvodokanal" utility company "Vinnytsiaoblvodokanal" by controlling the temperature of the brake mechanisms of the wheels during prolonged operation.

Typical test modes and thermal models of brake mechanisms of automobile wheels are investigated, the energy aspect of braking process is given and the method of experimental researches is offered, results of research of influence of various factors on temperature mode and thermal balance of disk brake mechanisms are presented. The graphic part consists of 17 slides.

The section on labor protection and safety in emergencies analyzes working conditions, proposed organizational and technical solutions for occupational health and industrial sanitation, organizational and technical solutions to ensure safe work, calculated indicators of air pollution in the work area, heating, ventilation, lighting, noise and vibrations.

Keywords: car, reliability, braking mechanism, temperature regime, braking process, thermal model, thermal balance.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1. НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ РУХОМОГО СКЛАДУ ТРАНСПОРТНОГО ПІДРОЗДІЛУ ДОЧІРНЬОГО ПІДПРИЄМСТВА «ХМІЛЬНИКВОДОКАНАЛ».....	6
1.1 Характеристика дочірнього підприємства «Хмельникводоканал» комунального підприємства «Вінницяоблводоканал».....	6
1.2 Дослідження ринку послуг, обстеження сильних і слабких сторін дочірнього підприємства.....	14
1.3 Аналіз впливу температурного режиму гальмівного механізму на нестабільність коефіцієнта тертя.....	19
1.4 Висновки та постановка завдань дослідження.....	25
РОЗДІЛ 2. ТИПОВІ РЕЖИМИ ВИПРОБУВАНЬ І ТЕПЛОВІ МОДЕЛІ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ АВТОМОБІЛЬНИХ КОЛІС.....	26
2.1 Типові режими випробувань гальмівних механізмів та варіанти вимірювання їх енергоємності.....	26
2.2 Математичний опис процесів нагрівання та охолодження гальмівних механізмів і аналіз можливих методів їх теплового розрахунку.....	29
2.3 Існуючі теплові моделі гальмівних механізмів.....	38
2.4 Методи розв'язування задач теплопровідності.....	40
2.5 Реалізація числових методів щодо дискових гальм автомобілів.....	42
2.6 Висновки до розділу.....	49
РОЗДІЛ 3. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АСПЕКТ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	51
3.1 Дослідження енергетичного аспекту процесу гальмування.....	51
3.2 Методика проведення дослідження та вимоги до експериментальної установки.....	59

	2
3.3 Компонування та вибір комбінованого експериментального стенду.....	64
3.4 Необхідна випробувальна та реєструюча апаратура.....	68
3.5 Висновки до розділу.....	74
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІЗНИХ ЧИННИКІВ НА ТЕМПЕРАТУРНИЙ РЕЖИМ ТА ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ.....	75
4.1 Контроль температурного режиму гальмівних механізмів.....	75
4.2 Вплив різних чинників на температурний режим гальмівних механізмів.....	79
4.3 Визначення теплового балансу дискових гальм на попередньому етапі випробувань.....	89
4.4 Результати теплового розрахунку дискових гальм.....	95
4.5 Висновки до розділу.....	99
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	100
5.1 Аналіз умов праці.....	100
5.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	100
5.3 Забруднення повітря робочої зони.....	102
5.4 Опалення та вентиляція.....	103
5.5 Освітлення.....	104
5.6 Шум та вібрація.....	104
5.7 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	106
5.8 Електробезпека.....	107
5.9 Висновки до розділу.....	108
ВИСНОВКИ.....	109
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	111
ДОДАТКИ.....	114
Додаток А. Технічне завдання.....	115
Додаток Б. Ілюстративна частина	119

ВСТУП

Актуальність теми. Станом на сьогодні наявний досвід експлуатації автотранспортних засобів (АТЗ) показує, що їх надійність та безпека руху залежать від теплової напруженості гальмівних механізмів, яка в свою чергу залежить від енергонавантаженості гальмівної системи. Одним з найбільш навантажених режимів гальмівних систем є тривалий режим роботи, характерний для експлуатації АТЗ умовах густонаселених міст. Тому не випадково міжнародна методика перевірки ефективності гальмівних механізмів АТЗ передбачає не тільки повторно-короткочасні гальмування (випробування I), але й довготривалі (випробування II).

Отже енергонавантаженість гальмівних механізмів АТЗ постійно зростає. Тому вдосконалення теорії робочих процесів, конструкцій і режимів роботи гальмівних механізмів АТЗ з метою мінімізації їх температурного режиму становить одне з актуальних завдань у галузі підвищення ефективності останніх.

В даній роботі пропонується розглянути саме аналітичні методи розрахунку впливу різних чинників на температурний режим і надійність дискових гальмових механізмів при тривалих режимах їх роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Представлена магістерська кваліфікаційна робота виконувалась у відповідності до науково-дослідної тематики саме кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент» та з Статтею 3 «Пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки на період до 2021 року» Закону України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки» зі змінами № 1162-IX від 29.01.2021 р. та головних напрямків державної політики у сфері безпеки на автомобільному транспорті.

Мета роботи і завдання дослідження.

Мета роботи – підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства «Хмільникводоканал» комунального підприємства «Вінницяоблводоканал» за рахунок контролю

температурних режимів гальмівних механізмів коліс при тривалих режимах їх роботи.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- виконати науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства «Хмільникводоканал»;
- дослідити типові режими випробувань і теплові моделі гальмівних механізмів автомобільних коліс;
- навести енергетичний аспект процесу гальмування та запропонувати методику проведення експериментальних досліджень;
- навести результати дослідження впливу різних чинників на температурний режим та тепловий баланс дискових гальмівних механізмів;
- розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт дослідження – робочі процеси теплонавантаженості гальмівних механізмів коліс автомобіля.

Предметом дослідження є залежність процесів теплопередачі та впливу різних чинників на температурні режими дискових гальм, які визначають їх енергоємність.

Методи дослідження – в роботі використовуються аналітичні методи досліджень, а саме аналіз структурних параметрів процесів теплопередачі, системного підходу, математична статистика, аналіз і синтез, інверсія та зворотня задача теплопровідності.

Наукова новизна одержаних результатів.

Встановлені взаємозв'язки між теплонавантаженістю дискових гальмових механізмів, раціональними параметрами їх конструкції і режимами роботи під навантаженням. Дістали подальшого розвитку підходи та принципи багатofакторного аналізу у дослідженні температурних режимів дискових гальм при тривалих режимах його роботи.

Практичне значення одержаних результатів. Рекомендації та технічні рішення, запропоновані в роботі, прийняті та використані для автомобілів

транспортного підрозділу дочірнього підприємства «Хмільникводоканал» комунального підприємства «Вінницяоблводоканал» запропоновано рекомендації з контролю оптимальних температурних режимів дискових гальм. Запропоновані оптимальні режими роботи під навантаженням за рахунок взаємозв'язків між теплонавантаженістю дискових гальмових механізмів, раціональними параметрами їх конструкції і режимами роботи з метою мінімізації їх температурного режиму.

Особистий внесок здобувача. Проведено дослідження внутрішніх сильних і слабких сторін транспортного підрозділу дочірнього підприємства «Хмільникводоканал» комунального підприємства «Вінницяоблводоканал», варіантний пошук раціональної структури рухомого складу підприємства за допомогою моделювання величини попиту на транспортні послуги. Проведені дослідження впливу різних чинників на тепловий баланс дискового гальма; досліджено вплив умов тепловіддачі дискових гальм на їх температурний режим; проаналізовано вплив конструктивних чинників на температурний режим дискових гальм; запропоновані регресійні формули для теплового розрахунку дискових гальм.

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень доповідалися й обговорювалися на XIV міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 25-27 жовтня 2021 р., м. Вінниця, ВНТУ.

Публікації. Проміжні результати досліджень були опубліковані в двох наукових працях: 1. Павленко В.М. Використання бази знань для визначення технічного стану автомобілів при технічному обслуговуванні і ремонті / Павленко В.М., Кужель В.П., Джузь М.І. // Матеріали XIV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 25-27 жовтня 2021 р., Вінниця ВНТУ – С. 177 – 180 [3]. 2. Кужель В.П. Еволюційні зміни форм кузова легкових автомобілів останніх десятиліть / Кужель В.П., Буда А.Г., Джузь М.І. // Матеріали XIV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 25-27 жовтня 2021 р., Вінниця ВНТУ – С. 128 – 131 [4].

РОЗДІЛ 1
НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ
ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ РУХОМОГО
СКЛАДУ ТРАНСПОРТНОГО ПІДРОЗДІЛУ ДОЧІРНЬОГО
ПІДПРИЄМСТВА «ХМІЛЬНИКВОДОКАНАЛ»

1.1 Характеристика дочірнього підприємства «Хмільникводоканал»
комунального підприємства «Вінницяоблводоканал»

Починаючи з 2010 року на базі комунального підприємства (КП) «Вінницяоблводоканал» створені дочірні підприємства, які є самостійними юридичними особами. До складу КП «Вінницяводоканал» входять 12 районів.

- ДП "Бершадьводоканал";
- ДП "Гайсинводоканал";
- ДП "Жмеринкаводоканал";
- ДП "Іллінцівводоканал";
- ДП "Калинівкаводоканал";
- ДП "Крижопільводоканал";
- ДП "Липовецьводоканал";
- ДП "Томашпільводоканал";
- ДП "Тростянецьводоканал";
- Тульчинське ДП КП "Вінницяоблводоканал";
- ДП "Хмільникводоканал";
- ДП "Ямпільводоканал".

Дочірнє підприємство (ДП) «Хмільникводоканал» КП «Вінницяоблводоканал» – юридична особа, самостійний господарючий об'єкт отримав свідоцтво про державну реєстрацію 07.12.2009 року, а розпочав фінансово-господарську діяльність 01.01.2010 року на базі майна Хмільникського відокремленого підрозділу, а Хмільникський відокремлений підрозділ створений

на базі майна Хмільницького підприємства водопровідно-каналізаційного господарства заснованого в 1969 році.

Спочатку запрацювала водопровідна станція, а в 1975 році запущено очисні споруди каналізації. Водозабір проводиться з річки «Південний Буг». Вода очищається реагентами (хлором, коагулянт), перевіряється лабораторією на якість і подається в мережу до споживачів м. Хмільник.

Підприємство займається наданням послуг з водопостачання та водовідведення для населення та підприємств м. Хмільника. Сфера діяльності підприємства – це ремонт та відновлення трубопроводів, а також обслуговування населення, тобто постачання води, підтримання її характеристик в встановлених межах. Дочірнє підприємство «Хмільникводоканал» КП «Вінницяоблводоканал» призначене для виробництва і транспортування споживачам питної води та приймання, відведення і очищення стічних вод.

Найбільшими споживачами є населення міста та санаторно-курортні заклади. Також вода реалізується бюджетним установам міста та приватним підприємствам.

Виробничі потужності, адміністративний корпус, виробничі корпуси, склад, майстерні по поточному ремонті і технічному обслуговуванні, очисні споруди знаходяться на території підприємства яке знаходиться на околиці м. Хмільник за адресою вул. Фрунзе 130.

Маючи власні виробничі потужності, надійних замовників, кваліфікований персонал, пропонуючи послуги з водопідведення і водовідведення дочірнє підприємство не має конкурентів.

Транспортний підрозділ підприємства створено в 1969 році для обслуговування виробничого процесу, який забезпечує цілодобове водопостачання та водовідведення м. Хмільника.

Організація перевезень вантажів автомобільним транспортом на підприємстві здійснюється у відповідності до вимог чинного законодавства.

«Хмільникводоканал» є дочірнім підприємством комунального підприємства «Вінницяоблводоканал» і здійснює свою діяльність згідно з затвердженим Статутом, із законами України «Про забезпечення санітарного та

епідемічного благополуччя населення», «Про охорону навколишнього природного середовища», «Про охорону праці», Водним кодексом України.

ДП «Хмільникводоканал» в своїй діяльності підпорядковується КП «Вінницяоблводоканал», до функцій якого входять:

- адміністративно – господарське і технічне керівництво усіма підрозділами і підприємствами, що перебувають у його віданні;
- розробка планів організаційно – технічних заходів і підвищення надійності, економічності та якості водовідведення і водопостачання і ін.;
- постійний контроль за якістю питної води згідно з ГОСТом 2874-82 „Вода питна”;

Аналізуючи організаційно-структурну схему ДП «Хмільникводоканал», яка приведена на рисунку 1.1, можна зробити наступні висновки: схема спрощена, що дозволяє значно скоротити час необхідний для передачі розпоряджень від начальника до виконавця, присутня громіздка система обліку.



Рисунок 1.1 – Організаційно-структурна схема ДП «Хмільникводоканал»

В структурі підприємства працюють наступні підрозділи та служби: Водопровідна станція; Насосні станції, розміщені на території міста; Очисні споруди каналізації; Каналізаційні насосні станції; Мережа водопроводу; Абонентний відділ; Бухгалтерія; Підрозділ механізації; Підрозділ енергетиків; Ремонтно-будівельна група. Станом на 31.12.2020 р. ДП «Хмільник-водоканал» мало таку вартість основних виробничих фондів (табл. 1.2).

Таблиця 1.1 – Вартість основних виробничих фондів підприємства, тис. грн.

Групи основних засобів (позначення на рис 1.2)	Рік		Темп росту, %
	2019	2020	
1. Будівлі, споруди та передавальні пристрої	4453	4463	0,22
2. Машини і обладнання	653	747	14,39
3. Транспортні засоби	357	381	6,29
4. Інструмент, прилади, інвентар та ін.	80	130	38,46
Разом	5580	5761	3,14

Аналізуючи дані наведені в таблиці 1.2, можна зробити висновки про структуру основних виробничих фондів підприємства: будівлі, споруди та передавальні пристрої становлять 77,47 % від загальної вартості; машини та обладнання – 12,97 %; транспортні засоби – 6,61 %; інструменти і прилади – 2,26 %. У структурі основних виробничих фондів рухомий склад (6,61 %) належить до активної частини і бере участь у наданні транспортних послуг. Решта фондів (93,39%) призначена для забезпечення діяльності підприємства з водопостачання та водовідведення, технічного забезпечення перевізного процесу і утворює виробничо-технічну базу.

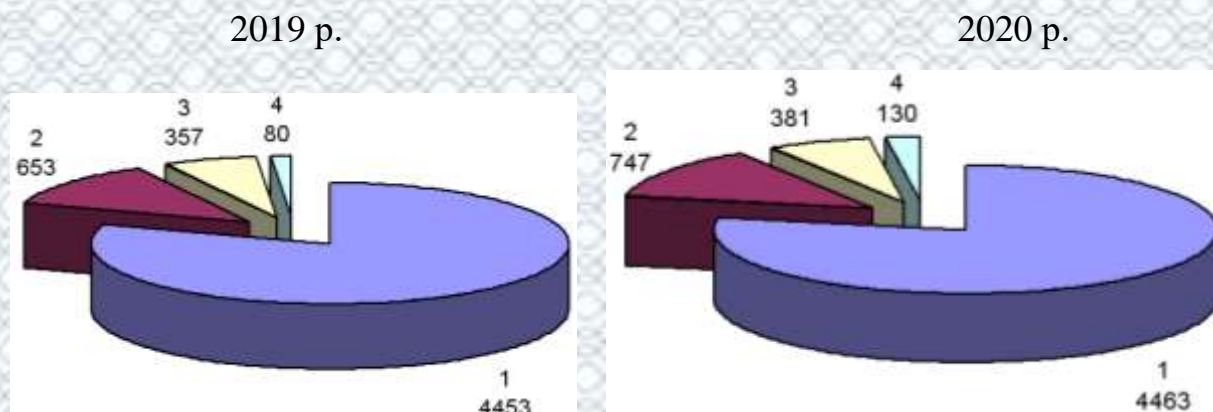


Рисунок 1.2 – Структура основних виробничих фондів підприємства
(тис. грн.)

Зробимо висновки, порівнявши вартість ОВФ у 2019-му і 2020-их роках:

- вартість будівель, споруд та передавальних пристроїв збільшилась на 0,22%;
- вартість машин і обладнання – на 14,39%;
- вартість транспортних засобів – на 6,29%;
- вартість інструменту, приладів, інвентарю і т. ін. – на 38,46%;
- загальна вартість ОВФ – на 3,14%.

Отже, такі дані дають чітке уявлення про проведення робіт з оновлення, ремонту і підтримання в належному стані основних виробничих фондів; підприємство має стабільну тенденцію до збільшення вартості ОВФ по кожній із груп основних засобів, що є позитивним моментом у розвитку підприємства.

Аналіз складу, структури і стану рухомого складу.

Слід зазначити, що рухомий склад підприємства досить специфічний. Це пов'язано з основними напрямками функціонування підприємства. Спискова кількість рухомого складу ДП «Хмільникводоканал» та його характеристики наведено в табл. 1.2 – 1.5.

Таблиця 1.2 – Спискова кількість рухомого складу ДП «Хмільникводоканал, стан рухомого складу та середньодобовий пробіг

Найменування	Рік випуску	Балансова вартість грн.	Знос грн.	Залиш-кова вартість грн.	% зносу	Стан	Середньодобовий пробіг(км)
1	2	3	4	5	6	7	8
ПАЗ-672	1991	5958,32	5958,32	0	100,0	задов.	0
АВТОБУС А09216	2005	37946,68	23730,68	14216	62,5	добрий	95
УАЗ-452А МПР-16336	1991	11877,38	11571,38	306	97,4	задов	0
АВТОБУС А09216	2006	40449,75	28430,75	14216	44,7	добрий	80
ГАЗ -53 борт.	2003	6619	5104	1514	77,0	добрий	80
ГАЗ -53 борт.	2003	6621	5109	1519	77,1	добрий	80
ГАЗ -53 борт.	2004	6667	5128	1528	77,2	добрий	80
ГАЗ -53 борт.	2004	6669	5139	1530	77,1	добрий	80
ГАЗ-5201 спец. фург.	1991	59153,59	59138,59	15	100,0	добрий	80
ГАЗ-5201 спец. фург.	1991	59164,22	59141,24	15,2	100,0	добрий	80
АВТОБУС А09216	2006	20523,29	19584,29	939	95,4	добрий	80
ГАЗ 53 12 К0503	1987	13097,36	9244,36	3853	70,6	добрий	90
ЗІЛ-ММЗ-555	1987	6769,12	6599,12	170	97,5	добрий	40

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8
ЗІЛ-ММЗ-555	1987	6771,45	6604,34	174	97,8	добрий	40
ЗІЛ-ММЗ-555	1988	6784,32	6642,56	177	98,1	добрий	40
ЗІЛ-ММЗ-555	1987	6780,33	6963,33	183	98,2	добрий	40
ЗІЛ-ММЗ-555	1988	6781,42	6960,42	179	98,3	добрий	40
ЗІЛ-ММЗ-555	1988	6787,52	6659,22	178	98,6	добрий	40
ЗІЛ-130	2000	2173,71	2030,71	143	93,4	задов.	0
КАМАЗ 53213 К0-505 цистерна асенізац.	1991	75098,96	74897,96	201	99,7	добрий	70
КАМАЗ 53213 К0-505 цистерна асенізац.	1991	75432,32	75222,21	209,79	99,8	добрий	70
КАМАЗ 5511 самоскид	2001	7823,52	6974,52	849	89,1	добрий	40
КАМАЗ 5511 самоскид	2001	7848,63	6984,32	864,31	88,4	добрий	40
КАМАЗ 5511 самоскид	2001	7832,14	6921,04	911,1	88,1	добрий	40
КАМАЗ 5511 самоскид	2001	7863,24	6987,65	875,6	88,2	добрий	40
Екскаватор ЕО 26-21	1980	9497,03	9440,03	57	99,4	добрий	3
Екскаватор ЕО 26-21	1980	9405,1	8941,1	464	95,1	добрий	3
Екскаватор ЕО 26-21	1991	24995,48	18270,48	6725	73,1	добрий	3
Трактор колісн.Т-40 АМ	1987	7417,41	6487,41	930	87,5	добрий	3
Трактор ЮМЗ 6 АКЛ	1989	14256,3	13071,3	1185	91,7	добрий	3
Причіп ПСЕФ-12,5	1991	7852,17	7727,17	125	98,4	задов	0
Універсальний навантажувач	1985	33021,97	32661,97	360	98,9	добрий	1
Мотоцикл колісний	1991	1889,11	1834,11	55	97,1	задов.	0

Ці автомобілі складають три технологічно сумісні групи, інші автомобілі в розрахунок не приймаються враховуючи, що стан деяких автомобілів задовільний (2 од.), деякі мають незначний середньодобовий пробіг (від 0 до 3 км) і один автомобіль ГАЗ-3310 перевозить начальника ДП. Середньодобовий пробіг РС по кожній групі: ГАЗ – 80 км; ЗІЛ-ММЗ – 40 км; КамАЗ – 55 км.

Таблиця 1.3 – Склад парку транспортних машин за їх марками

Кількість транспортних машин	Рік		
	2009	2010	2011
Всього, од.	21	22	22
в тому числі			
вантажних	19	20	20
легкових	2	2	2

Таблиця 1.4 – Склад транспортних машин за тривалістю їх використання

Кількість транспортних машин, од.	Кількість транспортних машин за тривалістю їх використання в роках, од.				
	До 3	Від 3 до 5	Від 5 до 7	Від 7 до 10	Більше 10
Всього:				5	17
в тому числі вантажних				4	16
легкових				1	1

Таблиця 1.5 – Склад парку транспортних машин за пробігом з початку їх використання

Кількість транспортних машин, од.	Кількість транспортних машин з пробігом за початком роботи в тис. км, од.						
	до 50	Від 50 до 100	Від 100 до 150	Від 150 до 200	Від 200 до 250	Від 250 до 300	Більше 300
Всього:				1	5	4	12
в тому числі вантажних					4	4	12
легкових				1	1		

Аналіз основних показників виробничо-господарської діяльності.

Зазначимо, що метою даного аналізу є визначення основних техніко-експлуатаційних показників роботи рухомого складу.

Результати роботи автотранспорту за останній період часу наведені в таблиці 1.6.

Отже, беручи за основу відомості, які містяться в таблиці 1.7, визначаються основні техніко-експлуатаційні показники роботи рухомого складу підприємства за попередній період, враховуючи рекомендації [5].

За період приймається календарний рік (2019 – базисний, 2020 – звітний).

Коефіцієнт випуску автомобілів на лінію визначається за формулою:

$$\alpha^i = \frac{AD^i_{роб}}{AD^i_{госп}}, \quad (1.1)$$

де $AD^i_{роб}$ – автомобіледні в роботі за i -тий період, тис.;

$AD^i_{госп}$ – автомобіледні перебування в господарстві за i -тий період, тис.

$$\alpha_{\epsilon}^{19} = \frac{3,06}{4,38} = 0,69.$$

Таблиця 1.6 – Індеси зміни вихідних параметрів і абсолютні прорости вихідних параметрів за 2020-2021 роки

Показник	Базисний 2020 р.	Звітний 2021 р.	Абсолют. приріст.	Індекс зміни
1. Середньооблікова кількість автомобілів $A_{сп}$, од.	22	22	0	1
2. Автомобіле – дні перебування в господарстві $AD_{госп}$, тис.	4,38	4,38	0	1
3. Автомобіле – дні в роботі $AD_{роб}$, тис.	3,06	3,06	0	1
4. Час в наряді $AG_{нар}$, тис.	24,48	24,48	0	1
5. Загальний пробіг $L_{заг}$, тис. км.	229,5	220,3	-9,2	0,96
6. Загальний обсяг перевезень Q , тис. т.	6,95	8,03	1,08	1,16
7. Загальний вантажообіг P , тис. ткм.	0,03	0,036	0,006	1,2

$$\alpha_{\epsilon}^{20} = \frac{3,06}{4,38} = 0,69.$$

Середній час перебування рухомого складу в наряді за добу визначається за формулою:

$$T_n^i = \frac{AG_{нар}^i}{AD_{роб}^i}, \quad (1.2)$$

де $AG_{нар}^i$ - час перебування автомобілів в наряді за i -тий період, тис. год.;

$$T_n^{19} = \frac{24,48}{3,06} = 8 \text{ год};$$

$$T_n^{20} = \frac{24,48}{3,06} = 8 \text{ год}.$$

Середньодобовий пробіг одиниці рухомого складу визначається за формулою:

$$l_{cd}^i = \frac{L_{заг}^i}{AD_{роб}^i}, \quad (1.3)$$

де $L_{заг}^i$ – загальний пробіг рухомого складу за i -тий період, тис. км;

$$l_{cd}^{19} = \frac{229,5}{3,06} = 75 \text{ км};$$

$$l_{cd}^{20} = \frac{220,3}{3,06} = 72 \text{ км}.$$

Попередня оцінка результатів роботи транспортного підрозділу за 2010-2011 роки дає змогу зробити наступні висновки

- середньооблікова кількість автомобілів не змінилась;
- кількість автомобіле-днів перебування в господарстві не змінилась;
- кількість автомобіле-днів в роботі не змінилась;
- значення часу в наряді не змінилося;
- відбулось зменшення загального пробігу з вантажем на 4 %;
- загальний обсяг перевезень збільшено на 13,45 %;
- загальний вантажообіг збільшено на 16,67 %;

1.2 Дослідження ринку послуг, обстеження сильних і слабких сторін дочірнього підприємства

Як зазначалось вище, дочірнє підприємство «Хмільникводоканал» КП «Вінницяоблводоканал» призначене для виробництва і транспортування споживачам питної води та приймання, відведення і очищення стічних вод. Найбільшими споживачами є населення міста та санаторно-курортні заклади. Також вода реалізується бюджетним установам міста та приватним підприємствам.

Технічна експлуатація системи водопостачання та каналізації здійснюється згідно із Законами України «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення», «Про охорону навколишнього природного середовища», «Про охорону праці», Водним кодексом України, відповідними розділами будівельних норм і правил, Санітарних і норм, Державними стандартами, міжвідомчими та відомчими нормативами і керівними документами галузі водопостачання і водовідведення.

Це підприємство є єдиною організацією подібного профілю в м. Хмельник, тому конкуренти – відсутні. Але можливе утворення нових приватних організацій, схожих за наданням послуг, яке створить конкурентні умови, що в свою чергу підвищить якість робіт. Для надання транспортних послуг існує окрема структурна одиниця, а саме транспортний підрозділ підприємства.

Програма діяльності підприємства зорієнтована чітко на виконання одного типу робіт – постачання води населенню і обслуговування трубопроводів. Тому для покращення діяльності фірми використовується обладнання та транспорт для виконання інших видів робіт. Задачі визначені, але вони не мають чіткої значимості на наступні роки. Так як підприємство єдина організація подібного профілю і конкурентів збоку інших підприємств не існує, тому маркетингові задачі відповідають маркетинговому положенню організації.

Відмітимо, що SWOT-аналіз являє собою групування факторів маркетингового середовища на зовнішні та внутрішні (відносно фірми) та їх аналіз з позиції визначення позитивного чи негативного впливу на маркетингову діяльність фірми.

Вже встановлення зв'язків між найбільш впливовими слабкими і сильними сторонами організації, загрозами і можливостями зовнішнього середовища - заключний етап процесу SWOT-аналізу. Саме для встановлення взаємозв'язків будується власне базова матриця SWOT-аналізу (табл. 1.7). Далі на основі даних таблиці 1.7 будується комплексна матриця SWOT – аналізу, яка визначає взаємозв'язки сильних і слабких сторін дочірнього підприємства із можливостями та загрозами ринку, далі формуються найбільш доцільні стратегії розвитку підприємства та розробляються заходи з мінімізації загроз для його діяльності.

Таблиця 1.7 – Базова матриця SWOT – аналізу

Сильні сторони (S)	Слабкі сторони (W)
1	2
<p>S1. Специфічна необхідна діяльність з обслуговування систем водопостачання з наявністю всього необхідного устаткування</p> <p>S2. Наявність відсутність конкурентів</p> <p>S3. Наявність достатньої кількості спеціального рухомого складу (20 од.)</p> <p>S4. Повна відповідна забезпеченість виробничими площами та обладнанням</p> <p>S5. Наявність власної ремонтної бази, великої майстерні для ремонту вантажних автомобілів, спецрухомого складу</p> <p>S6. Наявність клієнтів в м. Хмільник, які можуть користуватись послугами лише цього підприємства («Хмільникводоканал»)</p> <p>S7. Досвід роботи на ринку більше 50 років</p> <p>S8. Поступове збільшення клієнтів за рахунок росту населення, приватного бізнесу, розростання курортної інфраструктури, лікувальних санаторіїв</p>	<p>W1. Застаріле основне обладнання (85%), технології очистки, трубопроводи, відсутність ресурсо- та енергозберігаючих технологій</p> <p>W2. Більша частина рухомого складу морально застаріла і фізично зношена або наближається до цього (14 од. з 20 од.)</p> <p>W3. Повне адміністративно – господарське і технічне підпорядкування КП «Вінницяоблводоканал»</p> <p>W4. Прості частини площ виробничо-складських приміщень (до 20%)</p> <p>W5. Недостатня мотивація і перспективи персоналу (низький рівень заробітної плати та соціального забезпечення)</p> <p>W6. Необхідність вкладання значних коштів в заміну зношених трубопроводів</p> <p>W7. Розгалужена мережа комунікацій і технічних споруд</p> <p>W8. Відсутність мотивації в покращенні якості послуг</p>
Можливості (O)	Загрози (T)
<p>O1. Зростання числа клієнтів, за рахунок росту приватного бізнесу, курортної інфраструктури, кількості мешканців міста</p> <p>O2. Повна відсутність конкурентів на ринку послуг, що надаються</p> <p>O3. Вихід на новий рівень надання послуг за рахунок впровадження нових технологій очистки води</p> <p>O4. Пордальше зростання цін на водопостачання та водовідведення</p> <p>O5. Розширення переліку послуг, що надаються (повідка лічильників і т.д.)</p> <p>O6. Наявність на ринку підприємств м. Хмільник приватних перевізників, які не мають ремонтної бази</p> <p>O7. Наявність попиту на послуги з ремонту вантажного рухомого складу</p> <p>O8. Розвиток державних програм, виділення державних коштів, відновлення довгострокового кредитування на реконструкцію систем очистки води та зміну трубопроводів</p>	<p>T1. Ріст цін на енергетичні ресурси, паливно-мастильні матеріали, запасні частини, матеріали</p> <p>T2. Погіршення виробничих потужностей та платоспроможності клієнтів</p> <p>T3. Часті аварійні поломки обладнання та комунікаційних мереж (особливо за умов низької температури взимку)</p> <p>T4. Необхідність значних капіталовкладень в реконструкцію та заміну зношених комунікаційних мереж та технологічного обладнання</p> <p>T5. Неприятлива політика уряду, недостатність фінансування комунальних підприємств</p> <p>T6. Штрафні санкції з боку екологічної інспекції, водгоспу, санстанції через аварійні ситуації на очисних спорудах де застосовується хлор, скидання в річку неочищених вод і т.д.</p> <p>T7. Підвищення вимог клієнтів до послуг, що надаються, якості води</p> <p>T8. Вихід на ринок потужних приватних компаній конкурентів з значним власним капіталом</p>

Алгоритм проектування стратегій на основі розробленої раніше SWOT-матриці виконується наступним чином.

По-перше саме на основі створеної раніше SWOT-матриці спроекуємо стратегії чотирьох типів:

- стратегії виду SO – сили-можливості.
- стратегії виду ST – сили-загрози.
- стратегії виду WO – слабкості-можливості.
- стратегії виду WT – слабкості-загрози.

Далі саме в таблиці 1.8 представлені розроблені стратегії, для кожної з них вказаний скорочений запис параметрів, з яких утворена стратегія. При цьому використані найбільш значущі фактори впливу.

Варіанти можливих напрямків діяльності ДП «Хмільникводоканал»:

– вихід на новий рівень надання послуг, впровадження нових технологій очистки води, водопостачання та водовідведення.

– розширення переліку послуг, що надаються як приватному бізнесу так і клієнтам з приватного сектору, для чого необхідно придбати бувший у користуванні автомобіль-цистерну асенізаційну КАМАЗ 53213 K0-505.

– враховуючи вільні площі території зони стоянки технічно-справного транспорту є можливість створення платної стоянки для легкових та вантажних автомобілів приватних осіб та підприємств.

– на сьогоднішній день актуальним напрямком є рециклінг, тобто використання вузлів та агрегатів, які вже певний час були в експлуатації. Так виробнича база ДП «Хмільникводоканал» має змогу на теперішній час капітально ремонтувати ті вузли, які зняті зі списаних автомобілів, та можуть продовжувати працювати. Такий напрямок на сьогоднішній день користується деяким попитом.

– існує можливість на базі ремонтної майстерні підприємства надавати послуги з ремонту автомобілів для фізичних та юридичних осіб.

Таблиця 1.8 – Стратегії, розроблені на основі даних SWOT-аналізу

Стратегії виду SO	Стратегії виду WO
<p>SO1: S1 S2 O1 O2 – Зростання цін на водопостачання і водовідведення, числа клієнтів при відсутності потужних конкурентів забезпечить стаоий розвиток підприємства, завантаженість технологічного обладнання, рухомого складу та виробничих площ</p> <p>SO2: S2 S3 S4 O2 O3 O4 – Забезпеченість виробничими площами та обладнанням, рухомим складом, відсутність потужних конкурентів, підвищення тарифів дозволить вийти на новий рівень надання послуг, впровадження сучасних технологій очистки води для мешканців м. Хмільник</p> <p>SO3: S5 S6 O5 O6 – Наявність власної ремонтної бази, спеціалістів, дасть змогу задовольнити існуючий попит на послуги з ремонту вантажного рухомого складу і спеціехніки</p> <p>S7 S8 O7 O8 – Виділення державних коштів, відновлення довгострокового кредитування на реконструкцію систем очистки води дасть змогу забезпечити збільшення клієнтів за рахунок росту приватного бізнесу, розростання, відновлення курортної інфраструктури</p>	<p>WO1: W2 O1 O2 – Відсутність потужних конкурентів та зростання числа клієнтів, оновлення курортної інфраструктури, забезпечать завантаженість технологічного обладнання, рухомого складу, ремонтної бази</p> <p>WO2: W1 W5 W6 O4 O7 – Підвищення заробітної плати, кваліфікації, мотивації персоналу, оновлення, вдосконалення обладнання дасть змогу скористатись збільшенням клієнтів, ростом приватного бізнесу, розростанням курортної інфраструктури</p>
Стратегії виду ST	Стратегії виду WT
<p>ST1: S1 S4 S5 T1 T2 T8 – Важлива, та специфічна діяльність з обслуговування систем водопостачання з наявністю всього необхідного устаткування, відсутність конкурентів, наявність довгострокових договорів з клієнтами дозволить підприємству працювати при рості цін на паливно-мастильні матеріали, погіршенні платоспроможності клієнтів</p> <p>ST2: S7 S8 T5 T6 T7 – Досвід роботи та репутація на ринку, відсутність конкурентів дозволить мінімізувати ризики появи аварійних ситуації на очисних спорудах, підвищення вимог клієнтів до послуг, що надаються, якості води, виходу на ринок потужних компаній конкурентів з значним власним капіталом</p>	<p>WT1: W1 W2 T2 – Вибір вірного курсу розвитку, оновлення обладнання та рухомого складу, встановлення обґрунтованого рівня цін дозволять вистояти при погіршенні виробничих потужностей та платоспроможності клієнтів, зростанні цін на енергетичні ресурси, паливно-мастильні матеріали та при можливій появі нових конкурентів</p>

1.3 Аналіз впливу температурного режиму гальмівного механізму на нестабільність коефіцієнта тертя

Відмітимо, що серед чинників, які визначають номінальну енергоємність гальмівної системи, одне з головних місць займає фрикційна теплостійкість пар тертя, тобто здатність зберігати стійке значення коефіцієнта тертя μ та посідати малим зношуванням i у широкому діапазоні температур [13]. При інших рівних умовах теплостійкість пари тим вища, чим менший вплив температури на відношення коефіцієнта тертя до інтенсивності зношування (μ/i). Для виготовлення фрикційних накладок барабанних гальм застосовують азбестополімерні фрикційні матеріали. Ці матеріали мають порівняно низьку теплостійкість. В залежності від вмісту компонентів температура, при якій спостерігається різке падіння коефіцієнта тертя, коливається в межах 433-493 K (160-220 °C) (рис. 1.3).

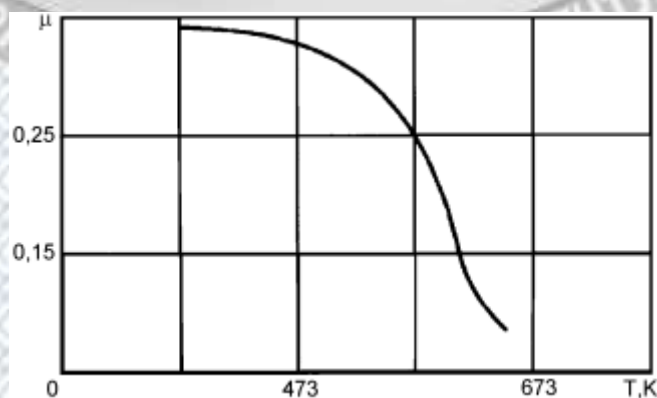


Рисунок 1.3 – Залежність коефіцієнта тертя від температури для азбестополімерних матеріалів

Такий характер протікання залежності $\mu(T)$ обумовлений тим, що при досягненні деякої критичної температури починається розкладання зв'язуючих компонентів, яке супроводжується утворенням рідинних та газоподібних складових.

Цей процес протікає у визначеному діапазоні температур, і тертя в цьому діапазоні може розглядатись як напіврідинне. При подальшому збільшенні температури (більш, ніж 220-260 °С) починається диміння та формування твердого дуже крихкого шару, фрикційні властивості якого помітно відрізняються від властивостей початкового матеріалу.

Збільшення коефіцієнта тертя, відзначене низкою дослідників [10, 13], не свідчить про достатню фрикційну теплостійкість азбестополімерних матеріалів, оскільки одночасно зі збільшенням коефіцієнта тертя спостерігалось різке підвищення інтенсивності зношування. Це підтверджує наявні дані [11, 16] про те, що при терті азбестокаучукових композицій по чавуну не може утворюватись робочий шар, і теплостійкість фрикційних накладок обмежується температурою початку різкого зниження коефіцієнта тертя внаслідок розкладання зв'язуючих компонентів (рис. 1.4).

Відзначаючи неможливість створення універсального матеріалу, придатного для різних типів гальмових пристроїв і для різних умов роботи [23] пропонує всі фрикційні матеріали розділяти на 3 групи (табл. 1.9).

Таблиця 1.9 – Класифікація фрикційних матеріалів

Умови роботи	Характеристика умов роботи		
	Температура, °С		Тиск, Мпа
	Короткочасна	Довготривала	
Легкі	200	120	до 0,8
Середні	400	250	до 1,5
Важкі	1100	400	до 6,0

Дослідження фрикційних матеріалів, які застосовують у різних вузлах тертя, показали, що важко, а іноді й неможливо підібрати матеріали, які б не змінювали властивостей під час тертя в умовах високих температур. Тому, згідно з теорією триботехніки [17, 18], фрикційні матеріали повинні володіти спеціальними властивостями, що забезпечують утворення робочого шару, який неперервно відновлюється у міру зношування.

Цей шар повинен протистояти багаторазовому передеформуванню та мати достатню зносостійкість. Його міцність повинна бути не меншою від міцності нижчих шарів, а сили зчеплення частинок повинні рівнятись, або бути дещо менші від сил зчеплення частинок поверхневого шару металу.

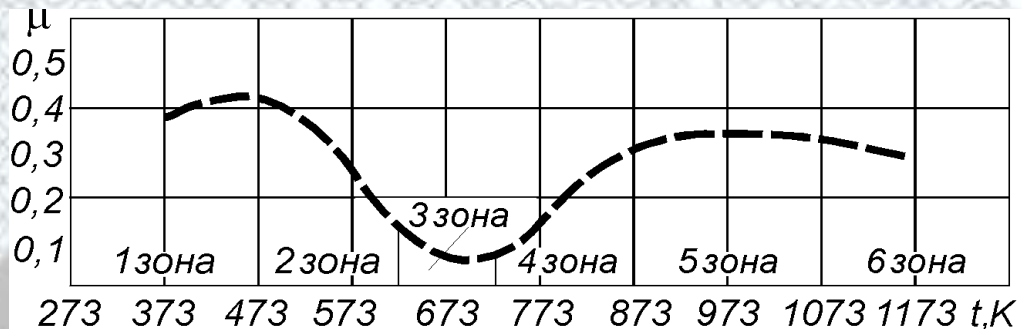


Рисунок 1.4 – Типова крива залежності коефіцієнта тертя від температури для матеріалів, що володіють властивостями, які забезпечують створення робочого шару

На рис.1.4 наведена характерна залежність коефіцієнта тертя від температури для фрикційних матеріалів, що володіють властивостями, які забезпечують створення робочого шару [13]. На кривій можна виділити шість характерних зон. В першій зоні коефіцієнт тертя визначається в основному пружно-пластичними властивостями матеріалу. У другій зоні внаслідок розвитку пластичних деформацій, коефіцієнт тертя знижується. В третій зоні коефіцієнт тертя стабілізується, що пояснюється змащуванням речовинами, утворюваними в результаті розкладання зв'язуючого компоненту. Четверта зона характеризується підвищенням коефіцієнта тертя, яке обумовлено утворенням коксоподібних продуктів на початку формування робочого шару. В п'ятій та шостій зонах значення коефіцієнта тертя і характер його зміни від температури залежить від властивостей утвореного робочого шару. У відповідності з цим можна виділити дві групи відхилень коефіцієнта тертя - технологічні і експлуатаційні.

Технологічні відхилення, обумовлені недосконалою технологією виробництва фрикційного матеріалу, представляють собою суму часткових

похибок, кожна з яких утворюється за рахунок дії деякої кількості систематичних та випадкових чинників. Статистика підтверджує, що технологічні відхилення показників якості матеріалів звичайно мають нормальний закон розподілу.

Експлуатаційні відхилення є наслідком зміни температури контакта, тиску в контакті, швидкості ковзання, вологості повітря та інших чинників, які обумовлюють умови взаємодії деталей пари тертя. Багато з цих чинників є випадковими величинами, розподіленими за часом або за шляхом за законом, близькому до нормального. Важливо підкреслити, що дія експлуатаційних чинників може призводити як до зворотніх, так і незворотніх змін коефіцієнта тертя. Випробування матеріалу «Ретинакс» ФК-16Л показали, що значення коефіцієнта тертя при різних температурах вкладаються в певну область (рис. 1.5), яка знаходиться між двома огинаючими кривими [14]. У зв'язку з цим в першому наближенні слід вважати, що коефіцієнт тертя гальмівної пари представляє собою випадкову величину, розподілену за нормальним законом, а коефіцієнт ефективності є неперервним, монотонно зростаючою і диференційованою функцією випадкової величини.

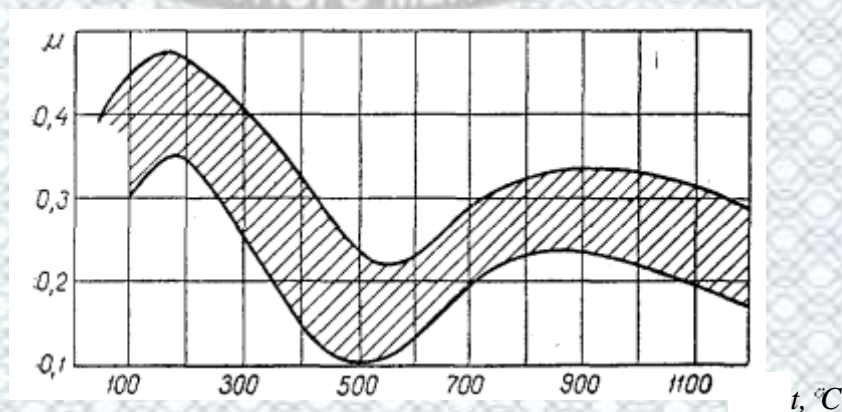


Рисунок 1.5 – Поле розсіювання коефіцієнта тертя для пари «Ретинакс» ФК-16Л - чавун ЧНМХ

До таких фрикційних матеріалів належить матеріал МКВ-50А, створений на основі заліза, наступного складу в %: 10 міді, 8 вуглецю, 5 FeSO₄, 5 SiC, 5 В₄С, решту залізо (Fe).

Фізико-механічні характеристики даного матеріалу МКБ-50А (металокерамічний порошковий матеріал на основі заліза) наведені у табл. 1.10.

Таблиця 1.10 - Фізико-механічні характеристики фрикційного матеріалу МКБ-50А

№ пп	Параметри	Одиниця виміру	Значення
1.	Густина	г/см ³	5,0
2.	Границя міцності в діапазоні температур 293-873К при розтягу	МПа	3,5-2,5
	стиску	МПа	180-140
	згині	МПа	120-90
	зрізі	МПа	76-55
3.	Ударна в'язкість	Дж/м ²	(8-12)·10 ³
4.	Твердість НВ в діапазоні температур 293-873К	МПа	100-500
5.	Теплопровідність	Вт/(М·К)	(1,1-1,5)·10 ⁻⁴
6.	Коефіцієнт лінійного розширення в діапазоні температур 293-1173К	К ⁻¹ ·10 ⁻⁶	12,67
7.	Питома теплоємність в діапазоні температур 293-1073К	Дж/(кг·К)	0,074-0,043

Службові характеристики даного матеріалу при різних умовах випробувань на машині тертя ИМ-58 наведені у табл. 1.11 [21]. Матеріал добре себе зарекомендував для виготовлення накладок дискових гальм відповідного призначення. Він відрізняється відносно високою стабільністю механічних властивостей при температурах до 678 К.

Таблиця 1.11 – Службові характеристики матеріалу МКВ-50А (металокерамічний порошковий матеріал)

Матеріали контртіла	Умови випробувань				Службові характеристики				
	Питома потуж- ність N_n , Н·м/(см ² ·с)	Швидкість ковзання V , м/с	Питома робота W_n , Н·м/см ²	Питоме наванта- ження P_n , КПа	Середній коефіці- єнт тертя, f_{cp}	Стабільність коефіцієнта тертя, $\mu_{ст}$	Об'ємна темпе- ратура, K	Приведений знос мкм/1 гальмув.	
								Фрик- ційного мате- ріалу	контр- тіла
ЧНМХ	2500	20	5400	-	0,37	0,90	773	6	5,5
	3200	20	5400	-	0,34	0,85	823	8	5,0
	4200	20	5400	-	0,30	0,80	853	10	4,5
	5200	20	5400	-	0,28	0,70	883	13	4,0
38ХС	-	20	1600	1200	0,29	0,74	-	7,0	1,5
СЧ 21	-	12	450	400	0,35	0,80	-	0,6	0,5

1.4 Висновки та постановка завдань дослідження

В результаті виконання першого розділу магістерської кваліфікаційної роботи можна зробити наступні висновки:

1. Для дочірнього підприємства запропоновано розширення переліку послуг, що надаються як приватному бізнесу так і клієнтам з приватного сектору, для чого необхідно придбати бувший у користуванні автомобіль-цистерну асенізаційну КАМАЗ 53213 K0-505, враховуючи вільні площі території зони стоянки технічно-справного транспорту є можливість створення платної стоянки для легкових та вантажних автомобілів приватних осіб та підприємств.

2. Оскільки екстрені гальмування не перевищують 1% від їх загальної кількості, то при розгляді енергетичного балансу гальм доцільно розглядати рівняння, справедливе для 1-ої фази процесу гальмування.

2. Аналіз фрикційних матеріалів і роботи рухомого складу в умовах експлуатації показав, що середні значення енергій, перетворюваних гальмами в теплоту, коливаються в межах 490-510 кДж/км, а максимальне значення цього параметра досягає 3000 КДж/км. Параметр гальмової потужності на спусках у 3-4 рази перевищує цей параметр для міських умов експлуатації.

Зроблені висновки дозволяють сформулювати наступні задачі досліджень:

- дослідити типові режими випробувань і теплові моделі гальмівних механізмів автомобільних коліс;
- навести енергетичний аспект процесу гальмування та запропонувати методику проведення експериментальних досліджень;
- навести результати дослідження впливу різних чинників на температурний режим та тепловий баланс дискових гальмівних механізмів;
- розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

РОЗДІЛ 2

ТИПОВІ РЕЖИМИ ВИПРОБУВАНЬ І ТЕПЛОВІ МОДЕЛІ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ АВТОМОБІЛЬНИХ КОЛІС

2.1 Типові режими випробувань гальмівних механізмів та варіанти вимірювання їх енергоємності

Збереження необхідної ефективності гальмування після перетворення в теплоту заданої кількості енергії буде забезпечено тільки у випадку, коли гальмівна система має достатню енергоємність, тобто здатність перетворювати у тепло задану кількість енергії протягом заданого часу без недопустимої зміни вихідних показників. Одна з умов забезпечення високої стабільності і надійності гальмівної системи може бути записана у наступному вигляді:

$$\sum_{i=1}^n E_{\tau i} \leq K_{E1} K_{E2} E_{TCH}, \quad (2.1)$$

де $E_{\tau i}$ - енергія, яка перетворюється гальмами в тепло за i -те гальмування;

K_{E1} - коефіцієнт, що враховує вплив різної питомої енергонавантаженості гальмових механізмів коліс передньої і задньої осей;

K_{E2} - коефіцієнт, що враховує вплив різної питомої енергонавантаженості пар тертя даного гальмового механізму;

E_{TCH} - номінальна енергоємність гальмівної системи.

Енергоємність гальмового механізму і гальмівної системи залежить від режиму роботи. Відповідно до сучасних методик випробувань автомобілів на ефективність дії гальм такими режимами можуть бути рекомендовані режими, еквівалентні випробуванням I і II, згідно з Правилами № 13 ЄЕК ООН [15]. Витримки з цього документа в плані дотримання основних вимог проведення згаданих вище випробувань наведені у табл. 2.1.

Достатність енергоємності гальмових механізмів на цих режимах є найважливішою умовою достатності енергоємності гальмової системи і, отже, збереження необхідної залишкової ефективності дії гальм.

Випробування типу I для АТЗ (крім категорії O) проводяться методом послідовних гальмувань [15]. Енергія, яка претворюється в теплоту всіма гальмовими механізмами за попередній етап випробувань, визначається з виразу [23]:

$$E' = n \frac{G_a (V_{II}^2 - V_K^2)}{339}, \quad (2.2)$$

де n - кількість циклів гальмувань, регламентовані методиками;

G_a - маса АТЗ, кг;

V_{II} і V_K - швидкість на початку і в кінці гальмування, км/год.

Середня потужність, яку повинні поглинати гальмові механізми протягом попереднього етапу без неприпустимого зниження ефективності, буде дорівнювати:

$$N' = \frac{E'}{\tau}, \quad (2.3)$$

де τ - тривалість попереднього етапу, с.

Попередній етап випробувань I для автотранспортних засобів категорії M3 полягає у проведенні 20 циклів послідовних гальмувань зі швидкості руху $V_{II} = 60$ км/год до $V_K = 30$ км/год з інтервалом для розгону $\tau = 60$ с.

Тому в даному випадку формулу (2.3) можна записати у вигляді [20]:

$$E' = 20G_a (V_{II}^2 - V_K^2) / 2 \cdot 3,6^2 = 2083G_a, \text{ Дж}. \quad (2.4)$$

Оскільки попередній етап випробувань II для згадуваної вище категорії АТЗ проводиться тривалим гальмуванням на шестипроцентному спуску довжиною 6 км з постійною швидкістю $V = 30$ км/год (при цьому зрозуміло, час руху $\tau = 12$ хв), то енергія, яка поглинається гальмомт [20]:

Таблиця 2.1 - Нормативи ефективності робочої гальмівної системи АТЗ [14]

Назва автотранспортного засобу	Умови проведення випробувань			Випробування					
	Початкова швидкість гальмування V_0 , км/год	Зусилля на органі гальмування, Р, Н		Типу «ноль»		Типу I		Типу II	
		ручний	ніжний	Гальмівний шлях S , м не більше	Усталене сповільнення j , м/с ² не менше	Гальмівний шлях S , м не більше	Усталене сповільнення j , м/с ² не менше	Гальмівний шлях S , м не більше	Усталене сповільнення j , м/с ² не менше
Пасажи́рські та вантажопа́сажирські автомобілі, їх модифікації, автобуси категорій:									
M_1	80	400	500	43,2	7,0	52,1	5,6	-	-
M_2, M_3	60	-	700	32,1	6,0	38,0	4,8	39,8	4,5

$$E'' = G_a g S [i - (f + \gamma'_\tau)] = 2354 G_a, \text{ Дж}, \quad (2.5)$$

де g - прискорення вільного тяжіння, м/с²;

i - величина ухилу дороги ($i = 0,06$);

S - довжина спуску, м;

f - коефіцієнт опору коченню;

γ'_τ - питома гальмова сила, створювана гальмом-сповільнювачем ($f + \gamma'_\tau = 0,02$).

Середня 12-хвилинна потужність на попередньому етапі випробувань II буде становити:

$$N''_\tau = 41,2 [0,06 - (f + \gamma'_\tau)] G_a g = 1,027 M_\tau n, \quad (2.6)$$

де M_τ - гальмівний момент, Н·м;

n - частота обертання гальмових барабанів (дисків), хв⁻¹.

Способом стендових випробувань на циклічному та 12-хвилинному режимах можна оцінити припустимі значення циклічної та 12-хвилинної гальмової потужностей і судити про достатність енергоємності гальмових механізмів.

Порівнюючи формули (2.4) та (2.5), можна зробити висновок, що при тестуванні гальм на енергоємність в розрахунок слід закладати параметри випробувань II, як більш енергонавантажених.

2.2 Математичний опис процесів нагрівання та охолодження гальмівних механізмів і аналіз можливих методів їх теплового розрахунку

Відомо, що розподіл теплоти у твердому тілі шляхом теплопровідності описується диференціальним рівнянням Фур'є [59]:

$$\frac{\partial t_T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t_T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t_T}{\partial z^2} \right), \quad (2.7)$$

де t_T - температура твердого тіла;

$a = \lambda / c\gamma$ - коефіцієнт теплопроводності твердого тіла;

λ - коефіцієнт теплопроводності;

c - питома теплоємність;

γ - питома вага твердого тіла, Н/м³.

Оскільки теплота, що генерується на поверхнях тертя при гальмуванні, певним чином розподіляється між деталями пар тертя, то для гальмівного механізму рівняння (2.7) може бути записане в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{\partial t_K}{\partial \tau} &= a_K \left(\frac{\partial^2 t_K}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 t_K}{\partial y_1^2} + \frac{\partial^2 t_K}{\partial z_1^2} \right); \\ \frac{\partial t_\Phi}{\partial \tau} &= a_\Phi \left(\frac{\partial^2 t_\Phi}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 t_\Phi}{\partial y_2^2} + \frac{\partial^2 t_\Phi}{\partial z_2^2} \right), \end{aligned} \quad (2.8)$$

де t_K і t_Φ - температури металічного контртіла гальма і фрикц. накладки;

a_K і a_Φ - коефіцієнти теплопроводності матеріалів відповідно металічного контртіла гальма і фрикційної накладки.

Процес тепловіддачі на границях будь-якого тіла описується [19]:

$$\alpha = -\frac{\lambda_b}{\Delta t} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{nc},$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі;

λ_b - коефіцієнт теплопроводності навколишнього середовища;

$\Delta t = t_{II} - t_B$ - різниця температур поверхні тіла і навколишнього середовища;

$\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{nc}$ - температурний градієнт у приграничному шарі.

Рівняння Фур'є-Кірхгофа [2], що встановлює зв'язок між часовими і просторовими змінами температури в будь-якій точці середовища, що рухається, має вигляд:

$$\frac{\partial t_B}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial t_B}{\partial x_1^2} + \omega_y \frac{\partial t_B}{\partial y_1^2} + \omega_z \frac{\partial t_B}{\partial z_1^2} = a_B \left(\frac{\partial^2 t_B}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_B}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t_B}{\partial z^2} \right), \quad (2.9)$$

де $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ - швидкості руху повітря уздовж відповідних осей, м/с;

a_B - коефіцієнт теплопровідності повітря.

Тому до рівнянь (2.7-2.10) повинна бути приєднана система з трьох рівнянь [2], що описують рух нестисливої рідини (рівняння Нав'є-Стокса):

$$\left. \begin{aligned} & \rho \frac{\partial \omega_x}{\partial \tau} + \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_x}{\partial z} \right) = \\ & = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu_\beta \left(\frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} + \omega_y \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2} + \omega_z \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial z^2} \right); \\ & \rho \frac{\partial \omega_y}{\partial \tau} + \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_y}{\partial z} \right) = \\ & = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu_\beta \left(\frac{\partial^2 \omega_y}{\partial x^2} + \omega_y \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial y^2} + \omega_z \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial z^2} \right); \\ & \rho \frac{\partial \omega_z}{\partial \tau} + \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_z}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) = \\ & = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu_\beta \left(\frac{\partial^2 \omega_z}{\partial x^2} + \omega_y \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial y^2} + \omega_z \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

де g_x, g_y, g_z - проекція вектора сили ваги на відповідні осі;

ρ - густина повітря;

P - тиск повітря;

μ_β - коефіцієнт динамічної в'язкості.

Оскільки в рівняння руху входять дві нові невідомі - густина ρ і тиск P , то кількість невідомих стала більшою від числа рівнянь. Щоб одержати замкнуту систему, необхідно до рівнянь (2.7-2.11) приєднати рівняння стану і рівняння суцільності. Стан ідеального газу, до якого з деякими допущеннями можна віднести і повітря, описується рівнянням Клапейрона [2]:

$$\frac{P}{\rho} = R_0 T, \quad (2.11)$$

де R_0 - газова постійна;

T - абсолютна температура.

У загальному випадку рівняння суцільності має вигляд:

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} + \rho \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) = 0.$$

Якщо розглядати як нестисливе середовище, то

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0. \quad (2.12)$$

Рівняння (2.7-2.12) описують явища, що відбуваються при нагріванні й охолодженні гальмових механізмів, в найбільш загальному виді. Ці додаткові умови, що у сукупності із системою диференціальних рівнянь (2.1-2.6) визначають одиничне явище, називаються умовами однозначності. Вони включають: часові умови, що характеризують особливості протікання процесу в часі; граничні умови, що характеризують особливості протікання процесів на границях тіла; фізичні умови, що характеризують фізичні властивості середовища і тіла, у якому протікає процес [12]. Початкові або часові умови визначають початковий тепловий стан розглянутих тіл. Тому завдання початкових умов полягає в заданні розподілу температур у середині тіла в початковий момент часу:

$$t(x, y, z, 0) = t_0 = t(x, y, z). \quad (2.13)$$

У випадку, коли розглядаються спеціальні режими, може бути прийнятий рівномірний розподіл температури в початковий момент часу. Тоді

$$t(x, y, z, 0) = t_0 = t_B = \text{const}, \quad (2.14)$$

де t_B - температура навколишнього середовища.

Звичайно розглядаються граничні умови першого, другого і третього родів. Граничні умови першого роду полягають в заданні температури поверхні тіла в будь-який момент часу

$$t_n(\tau) = f(\tau), \quad (2.15)$$

де t_n - температура поверхні.

Граничні умови другого роду характеризують закон тепловиділення на поверхнях тертя. Тому задання граничних умов другого роду для гальмового механізму складається в заданні густини теплового потоку для кожної точки поверхні тертя як функції часу:

$$q_{ПТ}(\tau) = f(\tau), \quad (2.16)$$

де $q_{ПТ}$ - густина теплового потоку.

Граничні умови третього роду характеризують закон конвективного теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем. Оскільки цей закон дуже складний, то для спрощення задачі приймаємо, що при охолодженні він описується формулою Ньютона [19]:

$$q_{П}(\tau) = \alpha [t_{П}(\tau) - t_B(\tau)]. \quad (2.17)$$

З умови рівності підведеної та відведеної теплоти:

$$\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_T = \alpha [t_{П}(\tau) - t_B(\tau)] = 0. \quad (2.18)$$

Параметрами, що характеризують фізичні властивості тіла і середовища, є: густина, питомі теплоємності і коефіцієнти теплопровідності. До конструктивних чинників, що впливають на температуру поверхні тертя, слід віднести кути охоплення накладок, ширину пояса тертя, розміри і форму поверхні охолодження.

Вище було відзначено, що рівняння (2.7-2.12) встановлюють найбільш загальні зв'язки між величинами, що характеризують процеси нагрівання й охолодження будь-якого тіла і, зокрема, деталей пар тертя гальмових механізмів. Для кожного конкретного випадку необхідно проінтегрувати рівняння теплопровідності при відповідних умовах однозначності. Однак у більшості випадків неможливо знайти точний аналітичний розв'язок, що задовольняє диференціальному рівнянню (2.7) і умовам однозначності.

Однак запропоновані попередніми дослідниками складні аналітичні залежності незручні для використання в інженерній практиці з метою аналізу впливу різних факторів на температурні поля і для вибору оптимальних розв'язків.

Деякі автори [7, 17] рекомендують давати непряму оцінку енергоємності і надійності гальмового механізму шляхом порівняння розрахункових і дійсних значень параметрів, наведених у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 - Параметри, прийняті для опосередкованої оцінки енергоємності гальмових механізмів

Параметри	Розрахункові формули	Умови визначення параметрів	Припустимі значення	Номери формул
Питома робота тертя	$L = \frac{G_a V_{an}^2}{254 \sum F_H}$	$V_{an} = V_{a \max}$	4-15 МПА (легкові автомобілі) 3-7 МПА (вантажні автомобілі)	(2.19)
Підвищення температури гальма при одноразовому гальмуванні	$t_{\delta} = t_{\epsilon} + 0,922 \cdot 10^{-5} \frac{G_a V_{an}^2}{ZCG_{\delta}}$	$V_{an} = 30 \text{ м/с}$	Не більше 288 К	(2.20)

Продовження табл. 2.2

Параметри	Розрахункові формули	Умови визначення параметрів	Припустимі значення	Номери формул
Підвищення температури гальма при багаторазовому гальмуванні	$t_{\delta} = t_{\theta} + \frac{P_{\tau k}}{427 F_{OX} K_{TO}} \times \left(1 - e^{-\frac{S F_{OX} K_{TO}}{G_{\delta} C}} \right)$	-	Порівняння з існуючими конструкціями	(2.21)
Середня питома сила тертя	$\mu q_{cp} = \frac{G_a}{\sum F_{Hn}} \cdot \frac{r_k}{r_{\delta}} \cdot \frac{\gamma_{\tau}}{g}$	-	0,27-0,3 МПа	(2.22)
Питома потужність тертя	$\mu q V_{ск} = \frac{G_a}{\sum F_{Hn}} \cdot \frac{V_{an}}{3} \cdot \frac{\gamma_{\tau}}{g}$	-	Порівняння з існуючими конструкціями	(2.23)
Питоме навантаження на фрикційні накладки	$q_H = \frac{G_a}{\sum F_H}$	-	Табл. IV.2 [10]	(2.24)
Питомий тиск на накладку	Формула III.25 [10]	Гальмування з максимальною ефективністю	Не більше 1,5-2,0 МПа	(2.25)

У формулах (2.19-2.25) $\sum F_H$ - загальна площа фрикційних накладок, м²; t_{δ} - температура гальма, К; t_{θ} - температура навколишнього середовища, К; Z - число гальмуючих коліс; C - питома теплоємність матеріалу диска, Дж/кг·К; G_{δ} - вага гальмового диска, Н; $P_{\tau k}$ - гальмова сила на одному колесі, Н; F_{OX} - поверхня охолодження гальма, м²; K_{TO} - коефіцієнт тепловіддачі між корпусом гальма і повітрям, Вт/м²·К; $\sum F_{Hn}$ - загальна площа проекції фрикційних накладок, м²; q_{cp} - середній тиск у фрикційному контакті, МПа; $V_{ск}$ - швидкість ковзання гальмової накладки, м/с. Температурний режим роботи гальмового механізму і відношення дійсної температури поверхні тертя до критичної залежать від теплоакумулюючої і теплорозсіюючої здатностей гальмових механізмів, ступені рівнонавантаженості пар тертя, фрикційної теплостійкості накладок і цілої низки

інших чинників. Тому жоден із наведених вище параметрів не дозволяє об'єктивно судити про енергоємність гальмового механізму. При тих самих значеннях параметрів, наведених у табл. 2.2, один гальмовий механізм може мати достатню енергоємність, а інший - недостатню.

З огляду на це у вивченні процесів нагрівання та охолодження вузлів тертя велике значення має експеримент, проведений відповідно до вимог теорії подібності [12, 14]. Результати такого експерименту можуть бути використані для визначення однорідних величин у системах, в яких протікають подібні явища.

Згідно з цією теорією результати досліду необхідно обробляти в критеріях подібності (табл. 2.3) і залежності між ними представляти тільки у виді критеріальних рівнянь. Оскільки таке рівняння справедливе тільки для групи подібних явищ, то необхідно знати умови подібності.

Таблиця 2.3 – Критерії подібності

Критерії	Формула
Критерій гомохронності	$H_0 = (\omega\tau)/l^*$
Критерій гравітаційної подібності Фруда	$Fr = (gl)/\omega^2$
Критерій динамічної подібності Ейлера	$Eu = P/(p\omega^2)$
Критерій кінематичної подібності Рейнольдса	$Re = (\omega l)/\nu^{**}$
Критерій теплової подібності Пекле	$Pe = (\omega l)/a_B$
Критерій теплової гомохронності Фур'є	$Fo = (a\tau)/l^2$
Критерій Нуссельта	$Nu = (al)/\lambda_B$
Критерій Біо	$Bi = (al)/\lambda_T$
Критерій Прандтля	$Pr = Pe/Re = \nu/a_B$
l^* - визначальний розмір системи;	
ν^{**} - коефіцієнт кінематичної в'язкості.	

Критеріальні рівняння для визначення температур поверхонь тертя гальмових механізмів автомобільних коліс, запропоновані низкою авторів [18, 20, 21], наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 - Критеріальні залежності для теплового розрахунку гальмівних механізмів автомобільних коліс

Режим гальмування	Розрахункова формула	Позначення	Номери формул	Джерело
Тривалий	$\lg \frac{t_{ycm}}{t_0} = 0,721 \lg Pe + 0,631 \lg Fo_{\bar{o}} \times$ $\times \left(0,38 - 0,1 \frac{a}{a_0} - 0,007 \frac{a_{\phi}}{a_{\phi 0}} + \right.$ $\left. + 0,321 \lg \frac{K_{B3}}{K_{B3_0}} - 0,261 \lg \frac{\xi}{\xi_0} - \right.$ $\left. - 2,721 \lg \frac{U}{U_0} - 0,091 \lg \frac{SU}{S_0 U_0} - 0,0931 \lg \frac{S_{CT}}{S_{CT_0}} \right)$	$\frac{K_{B3}}{K_{B3_0}}$ - симплекс коефіцієнта перекриття; $\frac{\xi}{\xi_0}, \frac{U}{U_0}, \frac{S}{S_0}, \frac{S_{CT}}{S_{CT_0}}$ - симплекси приведених відношень площ вентиляційних отворів, поверхонь тепловіддачі барабана, січень повітряного зазору і дотичних поверхонь барабана	(2.26)	[11]
Тривалий	$t_{\Pi T} = \frac{984,25 \left(\frac{N_{TF_{СП}}}{N_{TF}} \right)^{1,152} Fo_{\bar{o}} \left(0,581 + 0,237 \lg \frac{N_{TF_{СП}}}{N_{TF}} \right)}{Pe^{0,268}}$	$\frac{N_{TF_{СП}}}{N_{TF}}$ - симплекс гальмівної потужності	(2.27)	[13]
Повторно-короткочасний	$\lg \frac{t_{\Pi T}}{\psi q d / \lambda_{\bar{o}}} = 1,3 + \frac{1350}{Fo_{\bar{o}} Re} \times$ $\times \left[4,1 \frac{\tau_T}{\tau_{Ц}} - 0,26 + \left(2,8 - 2,3 \frac{\tau_g}{\tau_{Ц}} \right) \right] \lg \frac{\tau}{\tau_{Ц}}$	$\tau, \tau_T, \tau_{Ц}, \tau_g$ - відповідно поточний час, час гальмування, час циклу і час руху між гальмуваннями: q - питомий тепловий потік, що генерується на поверхні тертя;	(2.28)	[18]

З розгляду цих рівнянь видно, що поряд з позитивом, вони не позбавлені істотних недоліків, головними з яких є наступні:

1) обмеженість області застосування внаслідок того, що між гальмовими механізмами автомобільних коліс немає повної геометричної і гідромеханічної подібності; 2) не враховується неоднаковість питомих енергонавантажених гальмових механізмів коліс різних осей; 3) визначається деяка усереднена температура поверхні тертя; 4) завдання граничних умов другого роду проводиться на підставі даних про деякий еквівалентний тривалий або повторно-короткочасний режим роботи; 5) неможливо достатньо точно прогнозувати температурний режим роботи гальм під час руху автомобіля за вказаним реальним маршрутом.

Незважаючи на те, що можливості термометрії останнім часом значно розширені і отримані експериментальні дані достатньо точні, фізичний експеримент і натурні дослідження часто не можуть дати вичерпної інформації про температурне поле з цілої низки причин. По-перше, кількість точок термометрування обмежено як розмірами термопар, так і конструктивними особливостями досліджуваних об'єктів. По-друге, практично завжди існують зони в досліджуваних елементах, теорометрування яких виключене, так як підхід до них затруднений або зовсім неможливий. По-третє, збільшення числа термопар ускладнює і без того надзвичайно складний процес проведення експерименту, збільшуючи технологічні труднощі з монтажу термопар, виводу дротів, реєстрації сигналів, організації вимірювальної схеми. Під час випробувань складних (особливо нелінійних) процесів теплопереносу дуже широко застосовуються методи математичного моделювання.

2.3 Існуючі теплові моделі гальмівних механізмів

Вперше метод електротеплової аналогії для дослідження температурних режимів гальмових механізмів застосував Г.С. Гудз [18]. Він дослідив вплив деяких конструктивних та режимних чинників на температури пар тертя при довготривалих режимах роботи барабанних гальмових механізмів.

Цей метод успішно розвинув А.С.Туренко [19] при його застосуванні для дослідження температурних режимів закритих дискових гальм великовантажних автомобілів при тривалих гальмуваннях.

Суттєвим обмеженням згадуваних вище теплових моделей з суцільного середовища є практична неможливість дослідження теплових процесів, що протікають у гальмових механізмах тривалістю менше 100 с, з причини необхідності створення моделей великих розмірів. У цей же час для більшості АТЗ тривалість екстрених гальмувань вкладається в межі $2...6$ с, а тривалість циклічних гальмувань при проведенні попереднього етапу випробувань І становить $2...3$ с.

Тому для дослідження пар тертя гальмових механізмів при повторно-короткочасних режимах роботи дослідники Г.С.Гудз та П.І.Єременко [19] застосували RR-модель, яка базується на аналогії між кінцево-різницевиими виразами, апроксимуючими математичні моделі теплових і електричних процесів, що протікають у відповідних вузлах природи та сіткової моделі-аналога.

Слід зазначити, що до недавнього часу використання кінцево-різницевиих моделей стримувалось обсягом пам'яті машин дискретного розрахунку та недостатнім програмним забезпеченням. Тому згадувані вище роботи носили більш пошуковий характер, ніж для отримання широкої бази даних для проектування гальм, як це зроблено для випадку барабанних гальм у роботі [19].

Зазначимо, що поряд зі згадуваним вище методом розвиваються і інші напрямки комп'ютерного моделювання теплових процесів у гальмових механізмах. Наприклад, такі, що базуються на використанні методу скінчених елементів [4, 13].

Зі всіх методів, про які йшла мова вище, в даній роботі використані методи кінцевих різниць в поєднанні з методами суперпозиції і ітерації. Реалізація методів здійснювалась на моделях - теплових сітках опорів з використанням ЕОМ.

Вибір методу розв'язування базується на певних показниках, які дозволяють проводити більш-менш об'єктивне порівняння методів. Найбільш важливі з них наступні: можливість розв'язку даної конкретної задачі; точність, яка оцінюється абсолютною і відносною похибками; діапазон задач, які розв'язуються даним методом; трудомісткість розв'язку; простота реалізації і швидкість освоєння

методу [11]. При виборі методу розв'язку задачі важливим є також наявність тих чи інших обчислювальних засобів у дослідника, а також час розв'язування задачі даним методом на даній обчислювальній машині.

2.4 Методи розв'язування задач теплопровідності

При використанні методу кінцевих різниць (метод сіток), область неперервної зміни аргумента замінюється кінцевою множиною точок. Вони є вузлами сітки, яка наноситься на цю область. Функції, які визначаються у вузлах сітки, таким чином стають функціями дискретного аргумента. Що стосується похідних в диференціальних рівняннях та крайових умовах, то вони апроксимуються кінцевими різницями, в результаті чого математична модель явища зводиться до системи алгебраїчних рівнянь. Отримана таким чином різницева крайова задача має розв'язок, який при збільшенні кількості вузлів сітки наближається (збігається) до розв'язку початкової задачі для диференціального рівняння. Вид різницевого оператора (різницевої схеми). Найбільш часто використовуються явна, явно-неявна (або економічна) різницеві схеми. Наприклад, лінійне одновимірне рівняння теплопровідності

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{c_d \rho_d}{\lambda_d} \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (2.29)$$

може бути представлене у вигляді

$$\frac{t_{i-1,n} - 2t_{i,n} + t_{i+1,n}}{h^2} = \frac{t_{i+1,n} - t_{i,n}}{\alpha \Delta \tau}, \quad (2.30)$$

де i - номер вузла;

n - номер «часового шару»;

h та $\Delta \tau$ - кроки відповідно в просторі і часі.

Із рівняння (2.30), яке характеризує так звану різницеву схему, легко отримати вираз для розрахунку температури в даному вузлі в даний момент часу за температурами в тому і сусідньому вузлах в попередній момент часу

$$t_{i+1,n} = \left(1 - \frac{2\alpha\Delta\tau}{h^2}\right)t_{i,n} + \frac{\alpha\Delta\tau}{h^2}(t_{i-1,n} + t_{i+1,n}). \quad (2.31)$$

Рівняння (2.31) може бути апроксимоване і таким кінцево-різницеvim рівнянням

$$\frac{t_{i-1,n+1} - 2t_{i,n+1} + t_{i+1,n+1}}{h^2} = \frac{t_{i+1,n+1} - t_{i,n}}{\alpha\Delta\tau},$$

яке приводить до виразу

$$t_{i,n+1} = 1 - \frac{h^2}{h^2 + 2\alpha\Delta\tau}t_{i,n} + \frac{\alpha\Delta\tau}{h^2 + 2\alpha\Delta\tau}(t_{i-1,n+1} + t_{i+1,n+1}). \quad (2.32)$$

На відміну від рівняння (2.31) де $t_{i,n+1}$ може бути знайдене безпосередньо (явно) за температурами в попередній момент часу, вираз (2.32) припускає для отримання $t_{i,n+1}$ розв'язування системи алгебраїчних рівнянь, оскільки в рівняння (2.32), крім температури $t_{i,n}$ входять також температури в сусідніх вузлах в даний момент часу, тобто визначення температури $t_{i,n+1}$ проходить неявним способом, і різницєва схема (2.31) називається неявною.

Явні схеми більш прості, і вимагають на кожному часовому кроці меншої кількості операцій. В свою чергу, неявні схеми є абсолютно стійкими, в той час, як явні - стійкі лише при виконанні певної умови.

Обчислювальний процес при використанні ітераційної схеми для більшості випадків, які зустрічаються на практиці коефіцієнтів λ та C_V , збігається достатньо швидко (практично задовольняються двома-трьома ітераціями).

Останнім часом застосовуються ще явно-неявні або економні різницєві схеми, що поєднують переваги явних (малий обсяг обчислень) і неявних (абсолютна стійкість) схем.

Переходячи до методу прямих, підкреслимо, що він займає проміжне місце між аналітичним і числовим методами. При його використанні в рівнянні похідні за одними незалежними змінними (в задачах теплопровідності частіше всього - по часу) залишаються, в той час, як похідні за іншими змінними апроксимуються кінцевими різницями (диференціальне рівняння в часткових похідних замінюється системою звичайних диференціальних рівнянь). Так, рівняння (2.31) може бути замінене системою рівнянь:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial \tau}\right)_i - \frac{a}{h^2} [t_{i-1} + 2t_i + t_{i+1}] = 0; \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (2.33)$$

де $h = L/(n-1)$; L - розмір досліджуваного тіла.

Після такої диференційно-різницевої апроксимації система рівнянь (2.33) разом з крайовими умовами може бути розв'язана одним з аналітичних або числових методів.

2.5 Реалізація числових методів щодо дискових гальм автомобілів

Аналітичним методам притаманні низка позитивних властивостей, саме таких, як можливість проводити необхідні узагальнення, виявляти функційні залежності шуканої функції від решти параметрів і по них аналізувати досліджуваний процес, основне застосування при розв'язуванні задач теорії поля отримали числові методи. Це пояснюється багатьма причинами, головною з яких вважається: обмеженість використання аналітичних методів рамками простіших, в основному одновимірних, задач.

Практично безмежні можливості числових методів, які дозволяють розв'язувати багатовимірні та нелінійні задачі на різних засобах обчислювальної техніки (цифрових, аналогових та гібридних) обумовило їх широке застосування. Що стосується аналітичних методів, то при розв'язуванні складних задач теорії

поля вони відіграють допоміжну роль - використовуються для перетворення математичної моделі або для організації ітераційного процесу.

При дослідженнях динаміки температурних полів в дискових гальмах необхідно розв'язання рівняння в часткових похідних, які описують процеси теплопереносу в складних об'єктах з розподіленими параметрами:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] = c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (2.34)$$

При двовимірній постановці задачі процес теплопереносу описується рівнянням:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] = c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (2.35)$$

де (x, y, z) - поточні координати;

λ - коефіцієнт теплопровідності диска;

t - температура;

$c(x, y, z, t) \cdot \rho(x, y, z, t)$ - об'ємна теплоємність диска;

τ - час.

Врахування зміни коефіцієнта теплопровідності від температури ускладнює розв'язування. При моделюванні процесів теплопереносу в гальмових механізмах, коли ця залежність не має великого впливу на кінцевий результат, цією величиною оперують як постійною і тоді рівняння теплопровідності буде мати вигляд

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = \frac{c\rho}{\lambda} \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad (2.36)$$

В кожному конкретному випадку рівняння повинно бути доповнене крайовими умовами. До крайових умов належать початковий розподіл температури та граничні збурення на границях зайнятого об'єктом об'єму.

Початкові та граничні умови в сукупності визначають однозначний результат розв'язку. Через встановлений проміжок часу гальмування, початковий розподіл температури t_0 змінюється і настає новий розподіл температур в диску на початку процесу охолодження, яке запам'ятовується як результат розв'язку. Під час охолодження відбувається перерозподіл температур в елементах пар тертя. Перед початком повторного гальмування будуть нові початкові умови, які запам'ятовуються також як результат розв'язування тощо. При граничних умовах другого роду необхідне завдання густини теплового потоку, яка змінюється в часі, на границі області

$$q_{F, \tau} = q_{F, \tau}(x, y, \tau). \quad (2.37)$$

Частковий випадок полягає в завданні постійності густини теплового потоку на границі області на протязі всього процесу гальмування, тобто

$$q_{F, \tau}(x, y, \tau) = const. \quad (2.38)$$

Крім того, в процесі розв'язування реалізується автоматичне завдання густини теплового потоку у вузлах, моделюючих робочу поверхню тертя диска при гальмуванні, і завдання $q=0$ у всіх вузлах моделі при охолодженні дискового гальма. Граничні умови третього роду характеризують закон конвективного теплообміну на границі поверхні тіла з навколишнім середовищем:

$$q = \alpha [t(\tau) - t_{F, \tau}] = \alpha \Delta t = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_F, \quad (2.39)$$

де $t_{F, \tau}$ - температура елемента поверхні тіла в момент часу τ ; $t(\tau)$ - температура навколишнього середовища; α - коефіцієнт тепловіддачі; Δt - різниця температур між навколишнім середовищем та стінкою, яку називаємо в подальшому температурним напором; $\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_F$ - проекція температурного градієнта на напрямок нормалі до поверхні тіла.

Таким чином, під час моделювання значення температури можливо визначити через чверть оберта колеса або будь-який проміжок часу t при гальмуванні та охолодженні.

При двовимірній постановці задачі обертання колеса імітується переміщенням гальмівної накладки по диску (переміщенням джерела тепловиділення), схема яких наведена на рис. 2.1, і автоматично реалізується програмою математичного модулю.

В процесі розв'язку через час, визначаючий чверть оберта колеса, який в свою чергу, залежить від швидкості руху, джерело тепловиділення зміщується на один квадрант проти напрямку обертання. Для дослідження впливу діаметра гальмового диска на температурний режим гальмового механізму за допомогою математичного модулю було реалізовано три моделі гальмівного диска - діаметром 340 мм, 420 мм та 500 мм з дискретністю 10 мм (рис. 2.2). При цьому кількість вузлових точок на моделях становить відповідно 668, 1348 та 1852 вузлів.

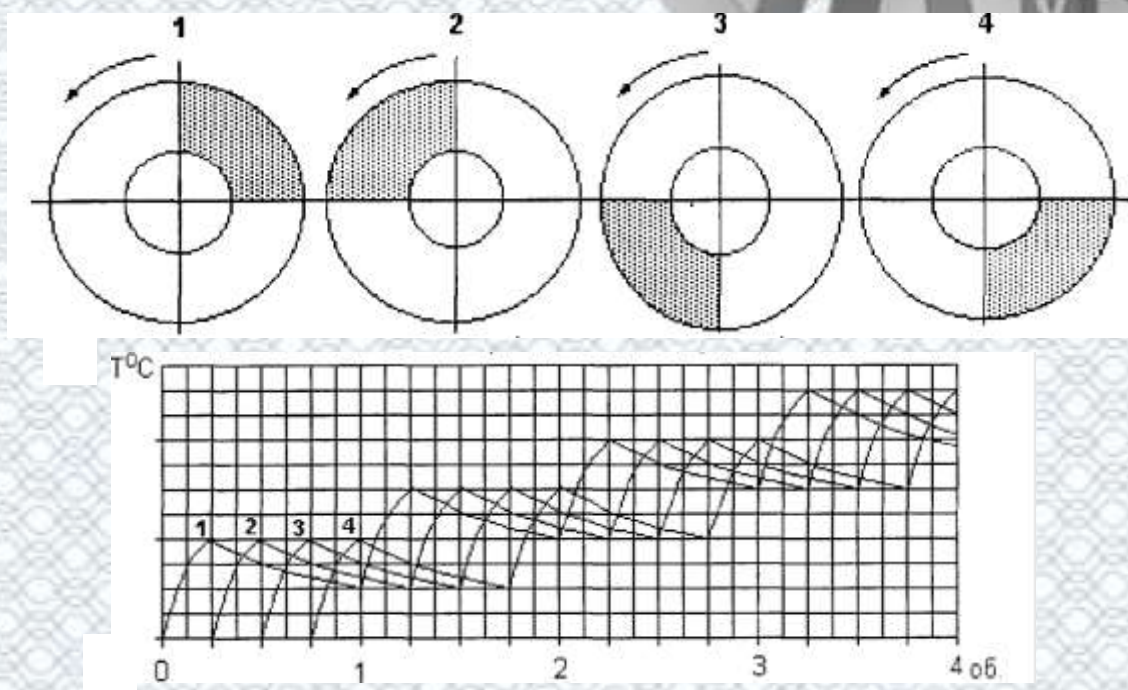


Рисунок 2.1 – Імітація обертання колеса при моделюванні процесу гальмування і зміни температури поверхні гальмового диска (накладка знаходиться на: 1- першій; 2 - другій; 3 - третій; 4 - четвертій чверті гальмівного диска)

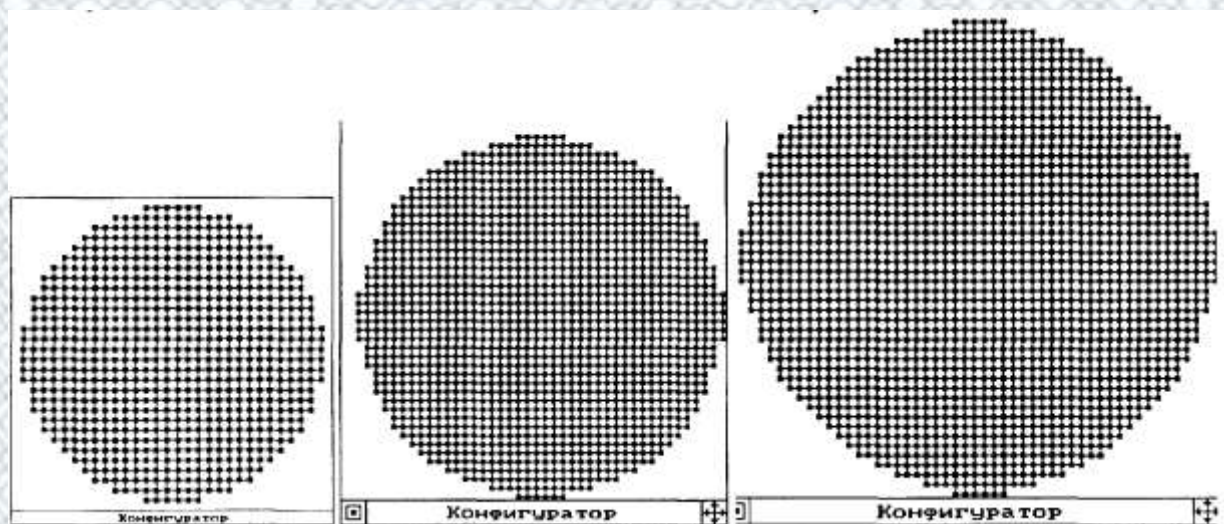


Рисунок 2.2 – Конфігурації сіткових моделей гальмових дисків діаметром 340 мм, 420 мм та 500 мм

Програмний комплекс, який використовується, дозволяє розв'язувати двовимірні та тривимірні задачі тепломасопереносу в діалоговому режимі, отримувати результати в наглядному і зручному для використання вигляді.

Після входу в оболонку необхідно задати кількість вузлів за осями координат і встановити розрахунковий модуль, що визначає клас розв'язуваних задач. В конфігураторі слід намалювати конфігурацію досліджуваної області, як зовнішню, так і внутрішню, задати умови однозначності в таблицях скалярів і векторів, які викликаються на екран монітора. Користувач має можливість вибрати з набору запропонованих кінцево-різницевого методів розв'язування найбільш ефективний.

Результати розв'язування можна виводити на екран після кожної ітерації, часового кроку або заданого проміжку часу і спостерігати у вигляді екіпотенційних ліній, кольорової гама фізичних полів, таблиць чисел. На будь-якому етапі результат можна запам'ятати і, при необхідності, продовжити процес розв'язування. Програмний комплекс для моделювання нестационарних задач тепломасопереносу на сітковій моделі використовує методи, які реалізують розв'язок за неявною кінцево-різницевою схемою. Тому точність тільки залежить від величин проміжків часу, оскільки неявна схема абсолютно стійка.

Послідовність операцій з визначення нестационарного температурного поля на сітковій моделі полягає в наступному. В таблицю початкового розподілу температур заносяться їх значення. При заданих граничних умовах третього роду в таблицю температури середовища заносяться їх значення, а в таблицю коефіцієнта тепловіддачі - їх значення в початковий момент часу. При граничних умовах другого роду в таблицю джерел заносяться значення теплового потоку $q(x, y, z)$ на початковий момент часу. У вузлах розраховуються температури на n -й момент часу. Потім описаний вище цикл повторюється.

На наступних часових інтервалах в таблицю початкового розподілу температур, автоматично програмним комплексом, заносяться їх значення, які відповідають температурам у вузлах в $(n-1)$ -й момент часу. При заданих граничних умовах третього роду, в разі необхідності, в таблицю температури середовища заносяться їх значення, а в таблицю коефіцієнта тепловіддачі - їх значення в n -й момент часу. При граничних умовах другого роду в таблицю джерел теплоти заносяться їх значення $q(x, y, z)$ на n -й момент часу.

Таким чином, знаючи граничні умови, тобто α, t_C, q в n -й момент часу і температурне поле в об'єкті в $(n-1)$ -й момент часу, визначаємо температуру тіла в n -й момент часу. Оскільки розв'язок проходить дискретно в просторі та часі, то перед кожним новим кроком за часом можна внести поправки, які враховують залежності від координат, часу і температури граничних умов (теплові потоки, коефіцієнти теплообміну, зміна границь) і джерел стоків (теплоти), змінність та нелінійність теплофізичних характеристик матеріалів. У випадку необхідності врахування нелінійності та залежності від координат і часу величин, які входять в математичну модель, вони можуть враховуватися будь-яким способом в залежності від умов конкретної задачі. Створену теплову модель дискового гальма слід перевірити на адекватність. На рис. 2.3 показані залежності температур в диску гальма, отримані комп'ютерним моделюванням при застосуванні вище згадуваної програми, а також за допомогою аналітичного розв'язку рівняння теплопровідності для визначення температури поверхні тертя [17]:

$$\Delta t = \frac{1}{2} q_0 \sqrt{\frac{5\tau}{\rho c \lambda}} \left(1 - \frac{2\tau}{3\tau_s} \right), \quad (2.40)$$

де q_0 - густина теплового потоку при $\tau = 0$;

τ - поточний час;

τ_s - час гальмування до зупинки;

ρ, c, λ - відповідно густина, середня теплоємність і коефіцієнт теплопровідності матеріалу диска.

Порівняння температури поверхні тертя, отримані методами моделювання та аналітичного розв'язку (див. рис. 2.3), показало гарне співпадіння, оскільки в даному випадку знехтувано впливом тепловіддачі через короткотривалість процесу. Слід звернути увагу, що температура поверхні тертя досягає максимального значення приблизно на половині тривалості екстреного гальмування, оскільки тепловий потік в цьому випадку падає від максимального значення до нуля прямо пропорційно часові (рис. 2.4).

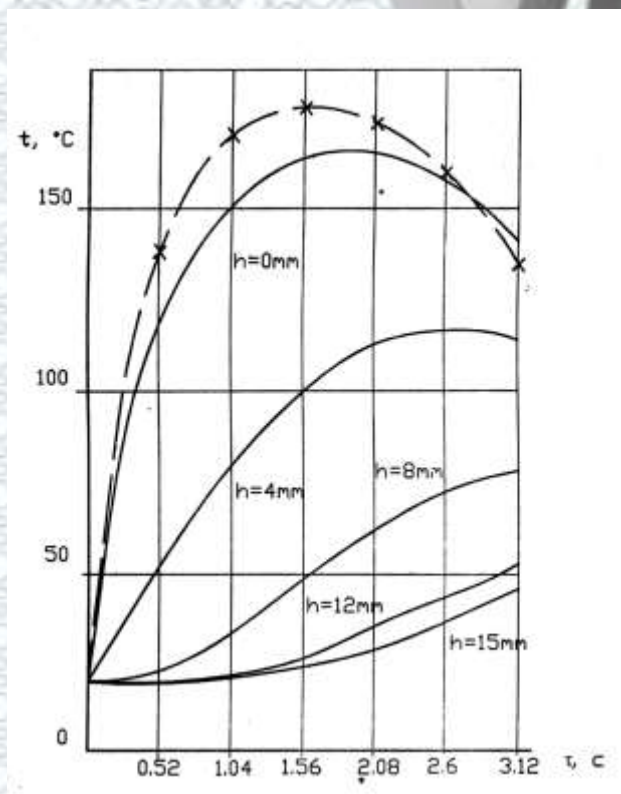


Рисунок 2.3 – Залежності температур в передньому гальмівному диску на різній глибині h під час екстреного гальмування автобуса А09216 [7, 8] отримані:

— комп'ютерним моделюванням; —×—×— аналітичним розрахунком

Зміна густини теплового потоку визначається залежністю, графічна інтерпретація якої наведена на рис. 2.4.

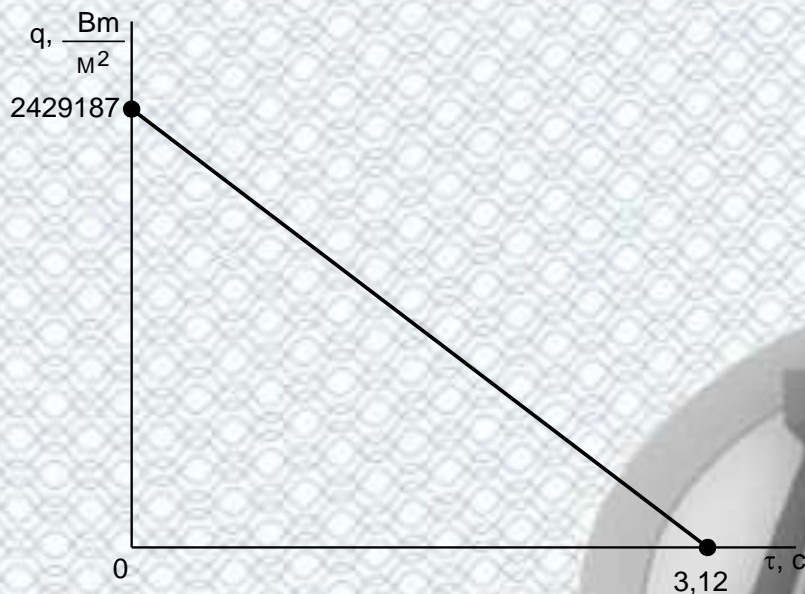


Рисунок 2.4 – Зміна густини теплового потоку від часу екстреного гальмування переднім дисковим гальмом автобуса А09216

Таким чином, математична модель підтвердила свою адекватність у випадку екстреного моделювання, коли тепловіддачею можна знехтувати. Для перевірки адекватності моделі при проведенні випробувань II дискових гальм, коли роль тепловіддачі суттєва, слід провести експериментальні дослідження.

2.6 Висновки до розділу

1. Вибрані головні місця по вагомості серед чинників, що визначають стабільність вихідних показників гальмівної системи, а саме температури поверхонь тертя окремих гальмових механізмів та співвідношення між цими температурами.

2. Отже одним з вагомих чинників підвищення енергоємності гальмових систем автобусів є застосування дискових гальм з металокерамічними накладками, які мають високу теплостійкість.

3. Запропонований математичний опис процесів нагрівання та охолодження гальмових механізмів автомобільних коліс та проведений огляд методів їх теплового розрахунку.

4. Саме метод математичного моделювання, що базується на числових методах з використанням сучасного програмного забезпечення та швидкодіючих ЕОМ, будемо вважати перспективним для дослідження теплових процесів в дискових гальмах.

5. проведена перевірка створеної математичної моделі показала достатню збіжність з існуючим аналітичним розв'язком у випадку екстреного гальмування, коли умовами тепловіддачі можна знехтувати.

6. Для перевірки адекватності моделі при проведенні випробувань гальмових механізмів, коли вплив тепловіддачі суттєвий, слід в наступному розділі провести їх експериментальні дослідження.



РОЗДІЛ 3

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АСПЕКТ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Дослідження енергетичного аспекту процесу гальмування

У загальному випадку гальмування є процес перетворення в теплоту частини механічної енергії автомобіля. Правильне уявлення про цей процес дає енергетичний баланс автомобіля, який рухається з ввімкненими гальмами. У загальному випадку:

$$\Delta T = \Delta E \pm \Delta П, \quad (3.1)$$

де ΔT - зменшення повної механічної енергії автомобіля під час гальмування;

ΔE - зменшення кінетичної енергії;

$\Delta П$ - зміна потенціальної енергії.

При гальмуванні автомобіля на горизонтальній дорозі до повної зупинки без блокування коліс:

$$E = \frac{\delta G_a V_a^2}{2g} = A_\tau + A_{\tau g} + A_f + A_\varphi + A_W, \quad (3.2)$$

де E - енергія автомобіля в момент початку гальмування;

δ - коефіцієнт, який враховує вплив інертності обертальних мас;

G_a - вага автомобіля;

V_a - швидкість автомобіля в момент початку гальмування;

A_τ - робота сил тертя в гальмівних механізмах;

$A_{\tau g}$ - робота сил опору в додатковому гальмі (гальмі-сповільнювачі);

A_f - робота сил опору коченню;

A_φ - робота сил тертя в контактї шин з дорогою;

A_W - робота сили опору повітря.

Розв'язуючи рівняння (3.2) відносно A_τ отримаємо:

$$A_\tau = K_p E, \quad (3.3)$$

де $K_p = 1 - \frac{A_{tg} + A_f + A_\varphi + A_W}{E}$ - коефіцієнт розподілу, який визначає

частку кінетичної енергії автомобіля, яка перетворює в теплоту основною гальмівною системою.

Уявлення про величину коефіцієнта розподілу і зміни його в залежності від ефективності гальмування при рухові автомобіля по горизонтальній дорозі без допоміжного гальма дає енергетичний баланс, наведений Н.А.Бухарінім [17] (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Енергетичний баланс загальмованого АТЗ

Кінетична енергія в %, яка поглинається за рахунок	Зусилля на педалі, Н					Блокування	
	0	100	300	400	600	двох коліс	всіх коліс
• роботи сил тертя в основних гальмах:	0	61	81	84	86	49	0
• роботи сили опору коченню (включаючи втрати в трансмісії):	87	32	14	11	8	4	0
• роботи сили опору повітря:	13	7	3,2	3	2	2	2
• роботи сил тертя в контактї шини з дорогою:	0	0	1,8	2	4	45	98
Коефіцієнт розподілу, K_p .	0	0,61	0,81	0,84	0,86	0,49	0

Аналіз даних, наведений в таблиці 3.1, показує, що зі збільшенням ефективності гальмування коефіцієнт K_p зростає, і при гальмуванні з максимальною ефективністю без блокування коліс досягає значення 0,86.

На даний час загальна енергонавантаженість гальмівної системи оцінюється без розглядання питання про розподіл перетворюваної енергії між гальмовими механізмами коліс різних осей. Між тим, об'єктивна оцінка надійності гальмівної системи без врахування вказаного розподілу нам представляється неможливою.

Одним із важливих параметрів гальмівної системи є коефіцієнт розподілу сумарної гальмівної сили β_g^0 , який для теоретичних умов протікання робочого процесу може бути визначений із виразу [10]:

$$\beta_g^0 = \frac{P_{\tau n}^0}{P_{\tau n}^0 + P_{\tau 3}^0} = \frac{M_{\tau n}^0}{M_{\tau n}^0 + M_{\tau 3}^0} = \frac{1}{1 + M_{\tau 3}^0 / M_{\tau n}^0}, \quad (3.4)$$

де $P_{\tau 3}^0$ та $M_{\tau 3}^0$ - гальмівні сили та гальмівні моменти, які створюються задніми гальмівними механізмами в теоретичних умовах проходження робочого процесу;

$P_{\tau n}^0$ та $M_{\tau n}^0$ - те ж саме для передніх гальмівних механізмів.

Значення β_g^0 залежать від параметрів гальмівних механізмів і гальмівного приводу. Якщо регулятора гальмівних сил немає, то звичайно приймається, що

відношення $\frac{P_{\tau n}^0}{P_{\tau 3}^0}$ не змінюється в часі і за ефективністю гальмування і, як наслідок,

$$\beta_g^0 = const .$$

З умови одночасного доведення коліс передньої та задньої осей до межі блокування коефіцієнт розподілу сумарної гальмівної сили повинен бути рівний значенню, який визначається з формули [10]:

$$\beta_{opt} = \frac{b + \varphi h_g}{L}, \quad (3.5)$$

де b - відстань від задньої осі автомобіля до центра ваги;

φ - коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;

h_g - висота центра ваги;

L - база автомобіля.

Теоретично є тільки одне значення коефіцієнта зчеплення, за якого $\beta_g^0 = \beta_{g\ opt}$ і всі колеса доводяться до межі блокування. Якщо $\beta_g^0 > \beta_{g\ opt}$, то першими блокуються передні колеса. У випадку, коли $\beta_g^0 < \beta_{g\ opt}$ блокування задніх коліс випереджає блокування передніх.

Теоретичний та експериментальний аналіз процесу гальмування, проведений А.Б.Гредескулом [17], показав, що на діаграмі залежності гальмівних сил від зусилля на педалі можна виділити три фази (рис. 3.1):

- 1 фаза - до початку блокування коліс;
- 2 фаза - заблоковані колеса однієї із осей;
- 3 фаза - заблоковані колеса обох осей.

В загальному випадку при екстремому гальмуванні має місце неодночасне блокування коліс. Відомо, що у міру збільшення гальмівного моменту M_τ , прикладеного до колеса, збільшується проковзування протектора шин об дорогу. При певному значенні M_τ , яке залежить від сили зчеплення коліс з дорогою, ковзання досягає максимального значення, і колеса блокуються.

У зв'язку з цим, при гальмуванні без блокування коліс:

$$S_\tau = S'_\tau + S''_\tau, \quad (3.6)$$

де S_τ - шлях, пройдений автомобілем за час гальмування;

S'_τ - шлях, пройдений колесом за рахунок кочення;

S''_τ - шлях, пройдений колесом за рахунок проковзування.

Коефіцієнт проковзування:

$$\sigma = \frac{S_{\tau}''}{S_{\tau}} = \frac{n_c + n_{\tau}}{n_c}, \quad (3.7)$$

де n_c і n_{τ} - частота обертання відповідно вільно ковзаючого і загальмованого коліс на шляху S_{τ} .

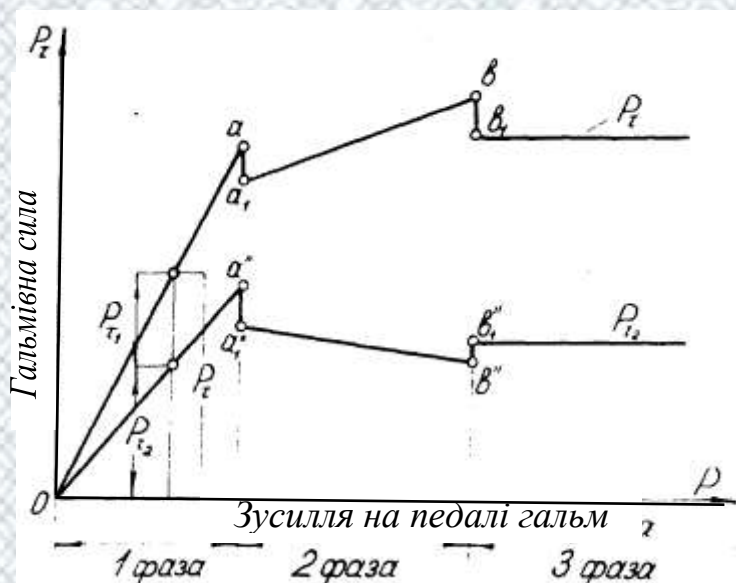


Рисунок 3.1 – Залежність гальмівних сил від зусилля на педалі при $\varphi > \varphi_0$

З урахуванням неоднаковості коефіцієнтів проковзування для коліс різних осей шляхи, які проходять передні і задні колеса за рахунок кочення ($S'_{\tau 1}$ та $S'_{\tau 2}$) і за рахунок ковзання ($S''_{\tau 1}$ та $S''_{\tau 2}$), можуть бути визначені за наступними формулами [10]:

$$S'_{\tau 1} = (1 - \sigma_1)S_{\tau}; \quad S'_{\tau 2} = (1 - \sigma_2)S_{\tau}; \quad S''_{\tau 1} = \sigma_1 S_{\tau}; \quad S''_{\tau 2} = \sigma_2 S_{\tau},$$

де σ_1 та σ_2 - коефіцієнти проковзування відповідно передніх та задніх коліс.

З урахуванням неоднаковості коефіцієнта проковзування для коліс різних осей рівняння енергетичного балансу може бути записано в наступному вигляді [10]:

$$\begin{aligned} \frac{\delta G_a V_a^2}{2g} = & P_\tau [(1 - \sigma_1)\beta + (1 - \sigma_2)(1 - \beta)] S_\tau + P_{\tau g} (1 - \sigma_2) S_\tau + \\ & + f [m_{\tau_1} G_1 (1 - \sigma_1) + m_{\tau_2} G_2 (1 - \sigma_2)] S_\tau + \\ & + \varphi (m_{\tau_1} G_1 \sigma_1 + m_{\tau_2} G_2 \sigma_2) S_\tau + P_{Wcp} S_\tau, \end{aligned} \quad (3.8)$$

де P_τ - сумарна гальмівна сила, яка створюється гальмовими механізмами всіх коліс;

$P_{\tau g}$ - гальмівна сила, яка створюється додатковим гальмом;

f - коефіцієнт опору коченню;

G_1 та G_2 - вага передньої та задньої осей;

m_{τ_1} та m_{τ_2} - коефіцієнти зміни навантаження на передню та задню осі автомобіля під час гальмування;

P_{Wcp} - середнє значення сили опору повітря на шляху S_τ .

З врахуванням формули (1.8) вираз (1.13) може бути записаний у вигляді:

$$\frac{K_p \delta G_a V_a^2}{2g} = E_1 + E_2 = [(1 - \sigma_1)\beta + (1 - \sigma_2)(1 - \beta)] P_\tau S_\tau, \quad (3.9)$$

де $E_1 = (1 - \sigma_1)\beta P_\tau S_\tau$ - енергія, яка перетворюється в теплоту гальмовими механізмами передніх коліс;

$E_2 = (1 - \sigma_2)(1 - \beta) P_\tau S_\tau$ - енергія, перетворювана в теплоту гальмівними механізмами задніх коліс.

Таким чином, в загальному випадку енергії, перетворювані в теплоту гальмівними механізмами різних осей, залежать від коефіцієнта розподілу сумарної гальмівної сили і коефіцієнта проковзування коліс. Якщо усталений процес гальмування протікає при заблокованих колесах однієї з осей, то рівняння (3.9) приймає вигляд:

- заблоковані колеса передньої осі

$$\frac{K'_p \delta G_a V_a^2}{2g} = E'_2 = [(1 - \sigma_2)(1 - \beta')] P'_\tau S'_\tau; \quad (3.10)$$

- заблоковані колеса задньої осі

$$\frac{K''_p \delta G_a V_a^2}{2g} = E'_1 = (1 - \sigma_1) \beta'' P''_\tau S''_\tau, \quad (3.11)$$

де $K'_p, \beta', S'_\tau, P'_\tau$ - параметри, які відповідають даному зусиллю на педалі при заблокованих колесах передньої осі;

$K''_p, \beta'', S''_\tau, P''_\tau$ - те ж саме при заблокованих колесах задньої осі.

У випадку, коли заблоковані всі колеса $E_1 = E_2 = 0$, то

$$\frac{\delta G_a V_a^2}{2g} = \varphi G_a S_\tau + P_{Wcp} S_\tau. \quad (3.12)$$

Друга і третя фази гальмування, на діаграмі, наведеній на рис. 3.2, мають місце тільки при екстрених гальмуваннях, число яких порівняно невелике. Згідно з даними Н.А.Бухаріна [7], на долю екстрених гальмувань припадає не більше 5-10% від загального числа гальмувань. На рис. 3.3 наведена гістограма розподілу гальмувань за ефективністю, побудовані на основі експериментів [10]. З цієї гістограми видно, що середнє арифметичне значення питомої гальмівної сили при експлуатації автобусів в гірських умовах, коливається в межах 0,1-0,11. Ці ж експерименти показали, що число екстрених гальмувань не перевищує 1%, і тому в подальшому будемо базуватися на рівнянні (1.14), справедливому для 1-ої фази процесу гальмування.

Гальмівний шлях автомобіля може бути визначений з виразу

$$S_{\tau} = S_{\tau_1} + S_{\tau_2}, \quad (3.13)$$

де S_{τ_1} - шлях, пройдений автомобілем за час спрацювання приводу;

S_{τ_2} - шлях, пройдений автомобілем за час усталеного процесу гальмування.

Якщо гальмування здійснюється без блокування коліс, то

$$S_{\tau_2} = \frac{\delta(V_2^2 - V_1^2)}{254(\gamma_{\tau} + \psi)} = \frac{\delta(V_2^2 - V_1^2)}{254 \left[\frac{\sum_{i=1}^c K_{ei}(P_1 + P_2)r_{\delta}}{r_k G_a} + \psi \right]}, \quad (3.14)$$

де γ_{τ} - питома гальмівна сила;

ψ - сумарний коефіцієнт опору коченню та підйому;

K_{ei} - коефіцієнт ефективності i -го гальмівного механізму;

c - число гальмівних механізмів;

P_1 та P_2 - розтискні сили.

Відомо, що відмовою називається подія, в результаті якої вироби повністю або частково втрачають працездатність. В першому випадку відмова повна, а в другому - часткова. Із розгляду формули (1.19) виходить, що часткова відмова гальмівної системи, яка проявляється у збільшенні гальмівного шляху, що відповідає даній заданій дії, може відбутися внаслідок зменшення коефіцієнтів ефективності всіх або частини гальмівних механізмів. Однією із головних причин зменшення K_e є дуже висока температура тертя.

Тому актуальним є розгляд режимів роботи гальмівних систем та температурних режимів гальм автобусів в різних умовах експлуатації.

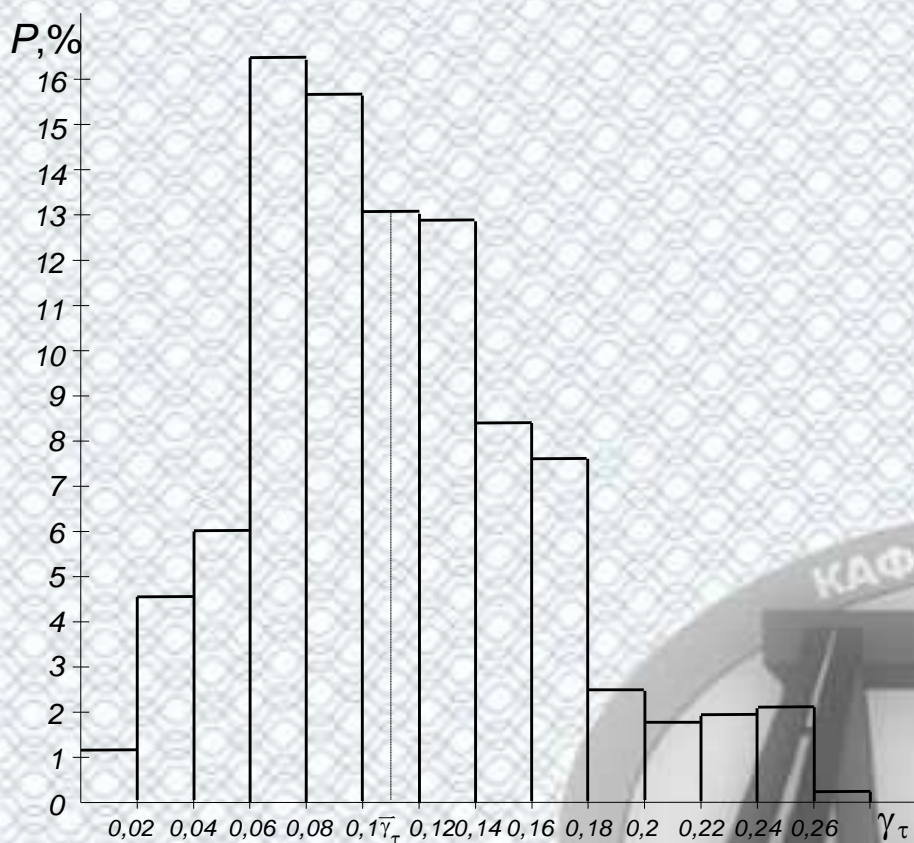


Рисунок 3.2 – Гістограма розподілу гальмувань автобуса А09216 [7, 8] середньої місткості

3.2 Методика проведення дослідження та вимоги до експериментальної установки

Випробування II, передбачені приписами Підкомітету з внутрішнього транспорту ЄЕК ООН, мають за мету перевірити достатність енергоємності гальмівної системи для забезпечення необхідної ефективності гальмування в умовах великої енергонавантаженості гальмівних механізмів. Однак проведення цих випробувань в умовах, регламентованих даними приписами, можливе тільки тоді, коли є в наявності ділянки дороги з ухилами 6% необхідної довжини. Крім цього, вказаний тип випробувань може бути тільки завершальним етапом процесу створення та доведення гальмівної системи. Але на стадії проектування та створення дослідних зразків необхідно володіти методами, які дозволили б:

а) провести попередній вибір параметрів гальмових механізмів з умови виконання вимог до енергоємності; б) провести випробування дослідних зразків гальмових механізмів за режимами, еквівалентними до режимів їх роботи при випробуваннях II та оцінити достатність їх енергоємності; в) вибрати найбільш раціональний шлях підвищення енергоємності, якщо в цьому виникає необхідність та експериментально перевірити ефективність прийнятих конструктивних розв'язків.

Вказані завдання найбільш повно можуть бути розв'язані методами фізичного та математичного моделювання. Вище вже було показано, що якщо гальмівні потужності визначаються за формулами (3.13) та (3.14), то циклічний та 12-ти хвилинний режими стендових випробувань забезпечують досить точне відтворення режимів роботи гальмових механізмів, які притаманні випробуванням I та II. Оскільки випробування II проводяться при майже постійній швидкості руху АТЗ, то стенд повинен забезпечувати можливість дотримання незмінної швидкості при заданому значенні гальмівного моменту, тобто мати властивості, характерні для стендів постійного гальмування.

Після проведення стендових випробувань за 12-хвилинним режимом гальмування необхідно перевірити стабільність відношення коефіцієнта тертя до інтенсивності зношування, яке є важливим показником теплостійкості фрикційних накладок. Такі випробування, на наш погляд, доцільно проводити за повторно-короткочасним режимом, параметри якого (швидкість на початку і в кінці гальмування, сповільнення та кількість гальмувань за одиницю часу) близькі до реальних. Відомо [10], що ці параметри є випадковими величинами, які можуть в границях визначеного діапазону приймати будь-які значення; тому доцільно на основі даних про реальні режими роботи гальм в містах з інтенсивним вуличним рухом розробити та здійснити (за необхідності) еквівалентний за енергонавантаженістю умовний режим. Особливостями такого режиму є постійність швидкості на початку гальмування, сповільнення та інтервалу між гальмуваннями. Кількість гальмувань та інтервал між ними можуть бути визначені з виразів [10]:

$$n_e = \frac{254E_{\tau t}}{G_a v_{1e}^2};$$

$$t_e = \frac{60}{n_e}, \quad (3.15)$$

де n_e - кількість гальмувань за одиницю часу на тому ж режимі;

t_e - інтервал між гальмуваннями;

$E_{\tau t}$ - енергія, яка перетворюється в теплоту всіма гальмівними механізмами за хвилину, яка приймається на основі результатів дослідження режимів роботи гальм [10];

v_{1e} - швидкість на початку гальмування при еквівалентному режимі.

Формули для визначення середніх потужностей, які повинні поглинати відповідно передні N_m і задні $N_{\tau z}$ гальмові механізми на протязі заданого часу (3.5 с) з інтервалом, рівним t_e , можна записати в наступному вигляді:

$$N_m = \beta_g \frac{G_a v_{1e} j_{\tau e}}{14416} \text{ кВт}; \quad (3.16)$$

$$N_{\tau z} = (1 - \beta_g) \frac{G_a v_{1e} j_{\tau e}}{14416} \text{ кВт}. \quad (3.17)$$

Рекомендують приймати для еквівалентного режиму v_{1e} - в межах 25-30 км/год, $j_{\tau e}$ - в межах 1,5-2 м/с². З огляду на це стенд повинен мати властивості, характерні для інерційних стендів, які дозволяють за певною програмою здійснювати цикли «розгін-гальмування». Таким чином, найбільш повно енергоємність гальмових механізмів може бути досліджена на комбінованому стенді, що поєднує в собі властивості стенда постійного гальмування та інерційного стенда. Задачею експериментальних досліджень дискових гальм є отримання даних для перевірки адекватності створеної теплової моделі. З цією метою розроблена методика проведення експерименту, яка наведена у табл. 3.2. Задачі та методика досліджень дозволяють сформулювати наступні вимоги до експериментальної установки:

Таблиця 3.2 - Основні положення та вимоги до проведення експериментальних досліджень температурних режимів дискових гальм

Задачі	Об'єкт	Умови проведення випробувань	Методика та режим випробувань	Реєстровані параметри	Кількість датчиків
Дослідження температурного режиму дискового гальма на режимі випробувань II	Передній гальмовий механізм автобуса А09216	Незмінність коефіцієнта взаємного перекриття	Стендові випробування з метою: 1) визначення допустимого значення 12-хвилинної гальмової потужності; 2) отримання кривих зміни різних точок гальмового диска при нагріванні для порівняння з результатами комп'ютерного моделювання	1) температури гальмового диска; 2) температури фрикційних накладок; 3) температури колодок; 4) температура дзвону; 5) температура повітря навколишнього середовища гальма; 6) гальмівний момент; 7) частота обертання диска; 8) умовний гальмівний шлях; 9) тиск повітря в силовому приводі	6 2 1 1 2 1 1 2

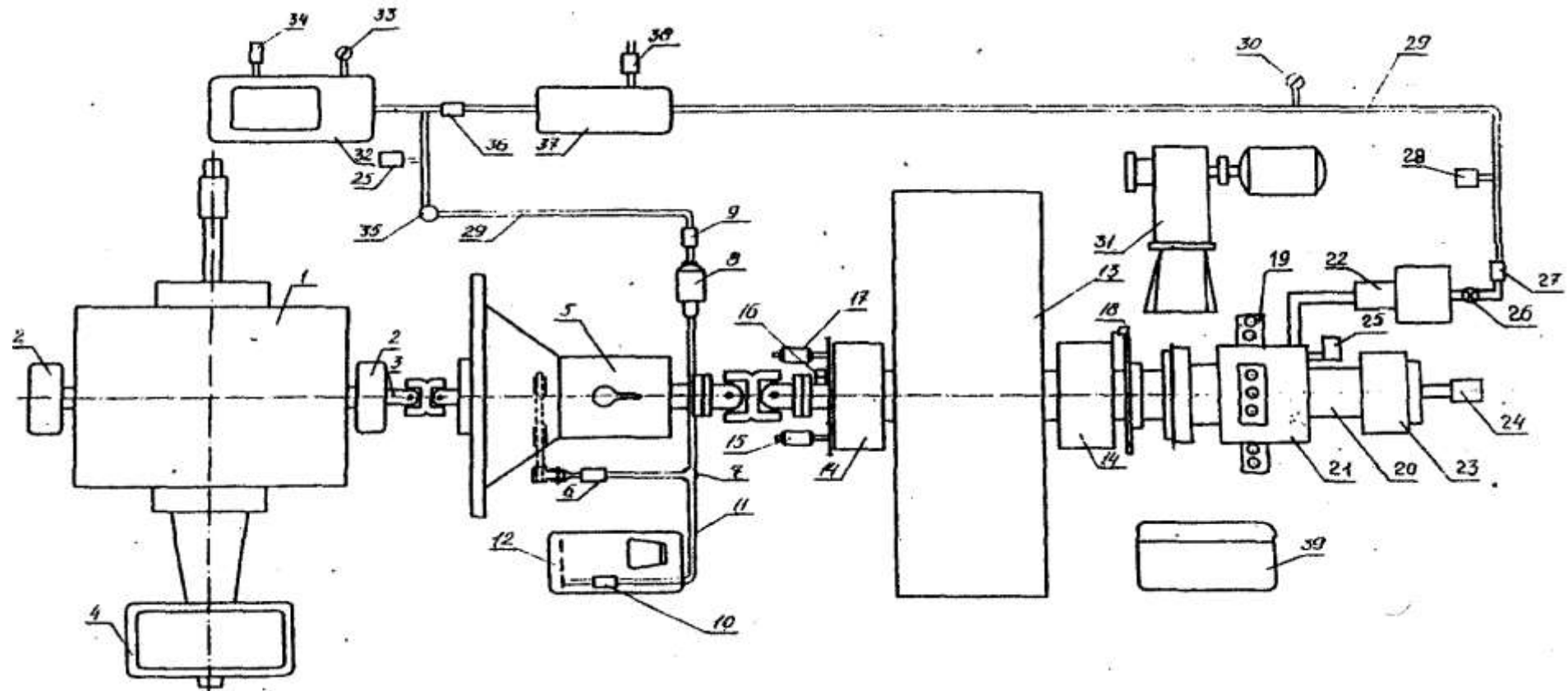
- можливість здійснення 12-хвилинних гальмувань з тонким регулюванням в широких межах гальмівного моменту та швидкості;
- можливість здійснення циклів гальмувань, передбачених методикою ЄЕК ООН для випробувань I (за необхідності);
- можливість здійснення екстрених гальмувань для оцінки коефіцієнтів ефективності гальмових механізмів перед тривалими гальмуваннями та після них;
- наявність програмного керування, яке дозволяє здійснювати еквівалентний повторно-короткочасний режим роботи гальмового механізму (за необхідності);
- можливість механічної обробки поверхонь диска для забезпечення доброго контакту контртіл без зняття його зі стенда;
- можливість візуального контролю стабільності гальмівного моменту при тривалих гальмуваннях та його коригування без зупинки стенда;
- наявність пристроїв, що дозволяють змінювати інтенсивність обдування гальмового механізму в процесі випробувань;
- можливість безперервної реєстрації наступних параметрів:
 - а) моменту, створюваного гальмовим механізмом;
 - б) кутової швидкості;
 - в) умовного гальмівного шляху (кут повороту вала маховика за час гальмування);
 - г) температури характерних точок деталей гальмового механізму;
 - д) тиск повітря або робочої рідини в силових пристроях;
- можливість реєстрації тих же параметрів через задані інтервали часу з автоматичним вмиканням та вимиканням реєструючого приладу.

У відповідності з тими вимогами була переобладнана експериментальна установка для випробування дискових гальм, яка складається з комбінованого стенда та вимірювального комплексу.

3.3 Компонування та вибір комбінованого експериментального стенду

В опорах 14 на двох роликів підшипниках (рис. 3.3) вільно обертається вал із встановленою на ньому інерційною масою 13. На одному кінці вала розміщена маточина, до фланця якої на болтах закріплюється гальмівний диск досліджуваного гальмового механізму 19. Скоба 21 з гальмівними накладками прикріплюється до фланця гальмового вала 20, розміщеного співвісно з валом інерційної маси і закріпленого нерухомо в опорі 23. Для кращого доступу до гальмового механізму опора 23 разом із закріпленим на ній гальмівним валом, скобою і накладками може переміщуватись вздовж осі завдяки напрямним, встановленим на рамі стенда. Протилежний кінець вала інерційної маси через карданну передачу, коробку передач із зчепленням 5 з'єднаний з балансірним електродвигуном 1 потужністю 95 кВт, створеним на базі тролейбусного двигуна типу ДК-207А. Система керування електродвигуном і коробка передач дозволяють змінювати момент M_k , що підводиться до вала інерційної маси, в широких межах, причому $M_{k_{max}} \approx 4,9 \text{ кН} \cdot \text{м}$. Це забезпечує можливість отримувати будь-які значення 2,5-хвилинних і 12-хвилинних гальмівних потужностей при тривалих гальмуваннях.

Забезпечення заданого повторно-короткочасного режиму роботи гальмових механізмів здійснюється програмним керуванням. При встановленні вимикача ВК-1 в положення «Ввімкнuto» спрацьовує реле 2 і замикається ланцюг живлення електродвигуна 1, який за допомогою двох черв'ячних пар приводить в обертання вал з кулачками. Кулачок 3 кінцевим вимикачем КВ-1 замикає ланцюг живлення електроклапана 7 типу ГА-13М, завдяки чому повітря заповнює пневмогідравлічний циліндр 8 (рис. 3.1), що забезпечить вимикання зчеплення і роз'єднання електродвигуна і вала з маховиком. Через 2 секунди кулачок 5 кінцевим вимикачем КВ-3 увімкне привод касети осцилографа, а ще через 3 секунди кулачок 4 кінцевим вимикачем ВК-2 замкне ланцюг живлення електроклапана 8 типу ЭК-49 і повітря наповнить пневмогідравлічний підсилювач. Водночас спрацює лічильник 9 типу МЕС-54 кількості числа гальмувань.



1 - балансна машина; 2 - опори балансної машини; 3 - карданний вал; 4 - ваговимірювальний пристрій; 5 - коробка передач зі зчепленням; 6 - робочий гідроциліндр вимкнення зчеплення; 7 - триходовий кран; 8 - пневмогідролічний циліндр; 9 - електроклапан; 10 - головний циліндр вимкнення зчеплення; 11 - гідропривід; 12 - пульт управління зчепленням і коробкою передач; 13 - інерційна маса; 14 - опори вала інерційної маси; 15 - тахогенератор; 16 - переривач; 17 - датчик швидкості; 18 - датчик гальмівного шляху; 19 - гальмовий диск; 20 - вал гальмового механізму; 21 - скоба; 22 - пневмогідролічний підсилювач; 23 - опора гальмівного вала; 24 - щіткові струмознімачі; 25 - датчик тиску; 26 - дросельний кран; 27 - електропневмоклапан; 28 - датчик регулятора тиску; 29 - пневмопроводи; 30 - манометр зразковий; 31 - вентилятор; 32 - основний ресивер з компресором; 33 - манометр; 34 - регулятор тиску; 35 - повітряний редуктор; 36 - електропневмоклапан; 37 - робочий ресивер; 38 - електропневмоклапан; 39 - пульт керування

Рисунок 3.3 – Компонувальна схема стенда для випробувань гальм

Тривалість гальмування може регулюватись зміною профіля кулачка. Через секунду після закінчення гальмування вимикається привод касети осцилографа, а потім розмикається ланцюг живлення електроклапана 7 і вмикається зчеплення. Плавність вмикання зчеплення, а відповідно, і плавність розгону інерційної маси забезпечується дроселюванням випуску повітря з повітряної порожнини пневмогідравлічного циліндра. Після закінчення заданого часу цикл повторюється. В залежності від положення вимикача ВК-1 здійснюється одиничний цикл чи заданий повторно-короткочасний режим. Конструкція станда передбачає можливість випробування гальмових механізмів як з пневматичним так і з гідравлічним приводом. При випробуванні гальмових механізмів з гідравлічним приводом використовується пневмогідравлічний циліндр, із якого рідина подається в робочий циліндр досліджуваного гальмового механізму. Інші варіанти конструкторських стандів наведені на рис. 3.4 – 3.6.



Рисунок 3.4 - СТС-4-СП-11. Стационарний роликівий стенд гальмівної системи для легкових автомобілів із навантаженням на вісь до 3500 кг

У складі станду: опорний пристрій (блок роликів), силова шафа, програмне забезпечення гальмівного станду, пристрій зважування навантаження на вісь, ПДУ, датчик зусилля на педалі гальма, фундаментна рама

Особливості роликового гальмівного стенду (рис. 3.4):

- Встановлення блоку роликів у рівень із підлогою. Обробка результатів вимірювань на ПК та виведення їх на екран монітора та принтер.
- Управління гальмівним стендом здійснюється з пульта дистанційного керування, який передає сигнали комп'ютеру по радіоканалу, або з клавіатури ПК. ПДК поставляється з магнітним кріпленням для зручності зберігання.
- Режим 4WD дозволяє випробовувати автомобілі з кількома провідними осями.
- Зусилля на органі керування гальмами вимірюється спеціальним бездротовим датчиком сили, і передається радіоканалом на ПК стенда.
- Надійна система вимірювань. У конструкції гальмівних стендів ГАРО використовуються високонадійні тензометричні датчики вітчизняного виробництва. Кожен датчик має окремий паспорт заводу виробника. Застосовувані силові та вагові датчики (опція) перевірені важкими умовами експлуатації.
- У базовій комплектації використано два режими допомоги виїзду автомобіля зі стенду: блокування роликів або примусове обертання роликів стенда. За промовчанням використовується обертання.
- Система самодіагностики.



Рисунок 3.5 - Стенд інерційний для випробування гальмівних колодок дискового та барабанного гальм

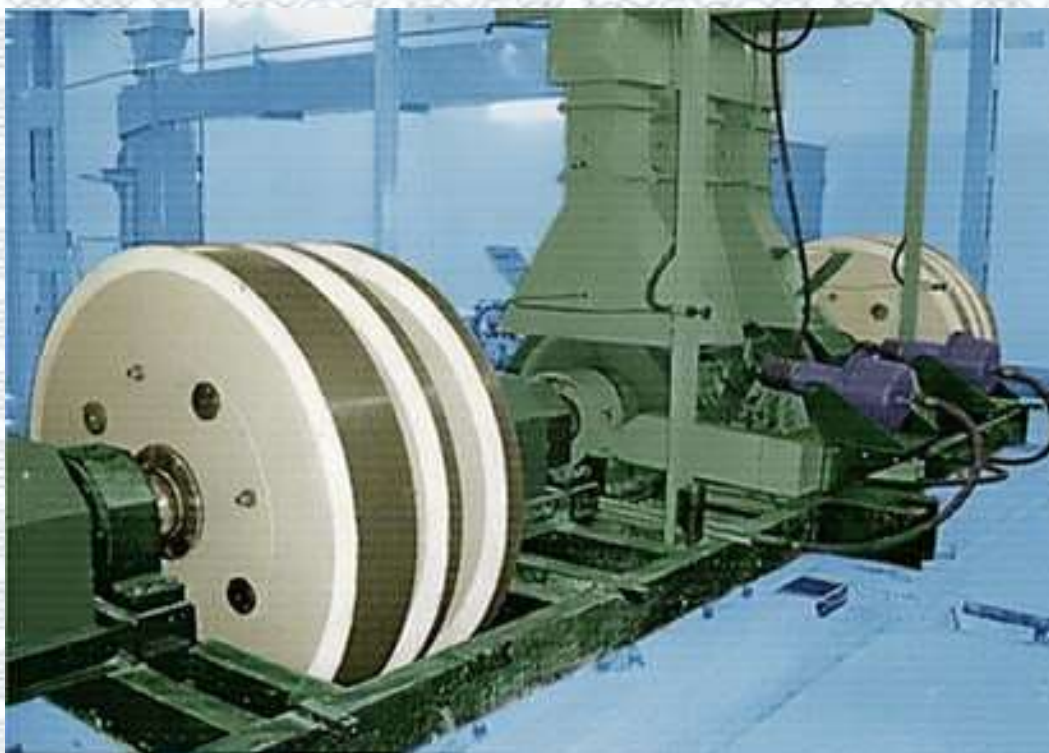


Рисунок 3.6 - Стенд інерційний для випробування гальмівних колодок та накладок дискових гальм

3.4 Необхідна випробувальна та реєструюча апаратура

Для забезпечення можливості реєстрації параметрів, передбачених методикою випробувань, створений вимірювальний комплекс, який містить в собі:

- давач швидкості;
- давачі моментів з неперервною реєстрацією і візуальним контролем;
- підсилювач типу УТС 1- 12/35;
- давачі температури;
- давачі умовного гальмівного шляху;
- давач тиску повітря в пневмогідрравлічному підсилювачі;
- світлопроменевий тридцятиканальний осцилограф Н-010 із системою програмного керування, що забезпечує вмикання механізму протяжки осцилографного паперу при відтворенні еквівалентного повторно-короткочасного режиму.

Крім цього, для неперервного візуального контролю використовувались самозаписуючі потенціометри типу ПС-1-01 і ЭПП-09.

Вимірювання швидкості обертання гальмівного диску .При випробуваннях автомобілів і їх агрегатів для вимірювання швидкості використовуються різноманітні типи тахогенераторів постійного і змінного струму [5, 16]. Результати проведених нами порівняльних дослідів показали, що найбільшою чутливістю і найменшою інерційністю володіють давачі, створені на базі індукційного авіаційного двигуна змінного струму типу ДМ-3.

Змінний струм від перетворювача типу ПАГ-11ФП напругою 27 В при частоті 400 Гц подають в первинну обмотку статора. При обертанні ротора давача у вторинній обмотці статора індукується струм, який через випрямляч і фільтр потрапляє на гальванометр осцилографа. Така система забезпечує лінійну залежність між вхідним і вихідним сигналами, починаючи із швидкості 3,6 м/с. Крім цього, як показали досліди, система давач-випрямляч-фільтр практично безінерційна (постійна часу не перевищує 0,05 секунд) при високій надійності і стабільності.

Для візуального контролю швидкості (використовувався встановлений на пульті показуючий прилад типу ТЭ-15 з трьохфазним тахогенератором ДТ-6М в якості давача.

Вимірювання гальмівного моменту. Найбільш поширеним методом вимірювання навантажень, що діють на деталі машин, є тензометрування. При застосуванні даного методу вимірювальна апаратура складається із тензодавачів, що перетворюють механічну величину в електричну, підсилювача з блоком живлення і реєструючого приладу.

При стендових випробуваннях гальмових механізмів необхідно реєструвати гальмовий момент, тому тензодавачі наклеюють на вал 20 (рис. 3.1). На даний час широке застосування отримали дротяні, фольгові і напівпровідникові тензодавачі. Основними властивостями напівпровідникових давачів [86], що вирізняють їх від дротяних і фольгових, є дуже малі розміри, висока тензочутливість і високий рівень сигналу вимірювальних схем, що не потребує складних і дорогих підсилювачів.

Дані переваги особливо важливі під час проведення дорожніх випробувань. В лабораторних умовах цілком достатньо є використання дротяних і фольгових тензодавачів через їх незначну вартість, простоту в наклеюванні, надійність і можливість підбору великої кількості давачів з практично однаковими характеристиками [11].

У зв'язку з цим для вимірювання моменту на гальмівному валі використовувались дротяні давачі опору типу ПКБ-30-100А із опором $\approx 100 \text{ Ом}$ і базою 30 мм. Кожна розетка складалась із двох давачів, приклеєних під кутом 45° до осі вала [11], із яких один був активним, а другий виконував роль температурного компенсатора. Одна розетка тензодавачів гальмівного вала через канал дванадцятиканального тензометричного підсилювача УТС 1-12/35 була з'єднана з гальванометром осцилографа, а друга через другий канал - з мікроамперметром типу М-24 (рис. 3.5). Це забезпечувало можливість візуального контролю гальмівного моменту в процесі випробувань.

В процесі випробувань гальмівний момент змінювався в доволі широких межах, тому для кожного діапазону значень гальмівного моменту вибирався свій масштаб запису, що забезпечував достатньо високу точність відліку.

Точність вимірювань гальмівного моменту може бути визначена як середня квадратична похибка суми складових похибок [13]:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots + \sigma_6^2} = 2,24\%,$$

де σ_1 - похибка динамометра (за паспортними даними 0,5%);

σ_2 - похибка плеча тарувального важеля, (0,1%);

σ_3 - похибка, викликана дротяними давачами опору (0,3% [63]);

σ_4 - похибка, внесена тензометричним підсилювачем (за паспортними даними $\pm 2\%$);

σ_5 - похибка, внесена реєструючим пристроєм (за паспортними даними гальванометра 2%);

σ_6 - похибка, що допускається при розшифруванні осцилограм (0,8%).

Вимірювання температур. Існує значна кількість методів вимірювання температур твердих тіл під час тертя, розроблених різними авторами стосовно до конкретних випробувань. Грунтовний аналіз цих методів, наведений в роботах А.В.Чічінадзе [13, 15] показав, що для вимірювання температурних полів гальмових механізмів найдоцільнішим є метод штучних термопар. Даний метод і був застосований для вимірювання температур деталей гальмових механізмів.

У відповідності з ГОСТ 6616-81 і рекомендаціями ряду авторів [18, 19] під час випробувань були використані хромель-копелеві термопари, які володіють значною ЕРС і придатні для вимірювання температур до 800 °С. Для виготовлення термопар використовувався термоелектродний дріт діаметром 0,4 мм, що забезпечував достатню їх міцність. Форма і розміри гарячого спаю термопар підбирались дослідним шляхом, при цьому порівнювались термопари з кульовою, напівкульовою і плоскою формою гарячого спаю. Найдоцільнішою формою виявилась напівкульова діаметром січення 2 мм.

Під час монтажу термопар в металеві деталі спай отримував форму, яка забезпечувала надійний контакт з дном отвору.

Як видно із схеми, поданої на рис. 3.7, термоелектрорушійна сила від частини термопар передається безпосередньо на гальванометри осцилографа. Інші термопари вмикаються за допомогою щитових щіткових перемикачів типу ПТМ в ланцюг потенціометрів-самописців. Наявність в схемах щитових щіткових перемикачів дозволяє послідовно записувати на кожний потенціометр покази семи термопар.

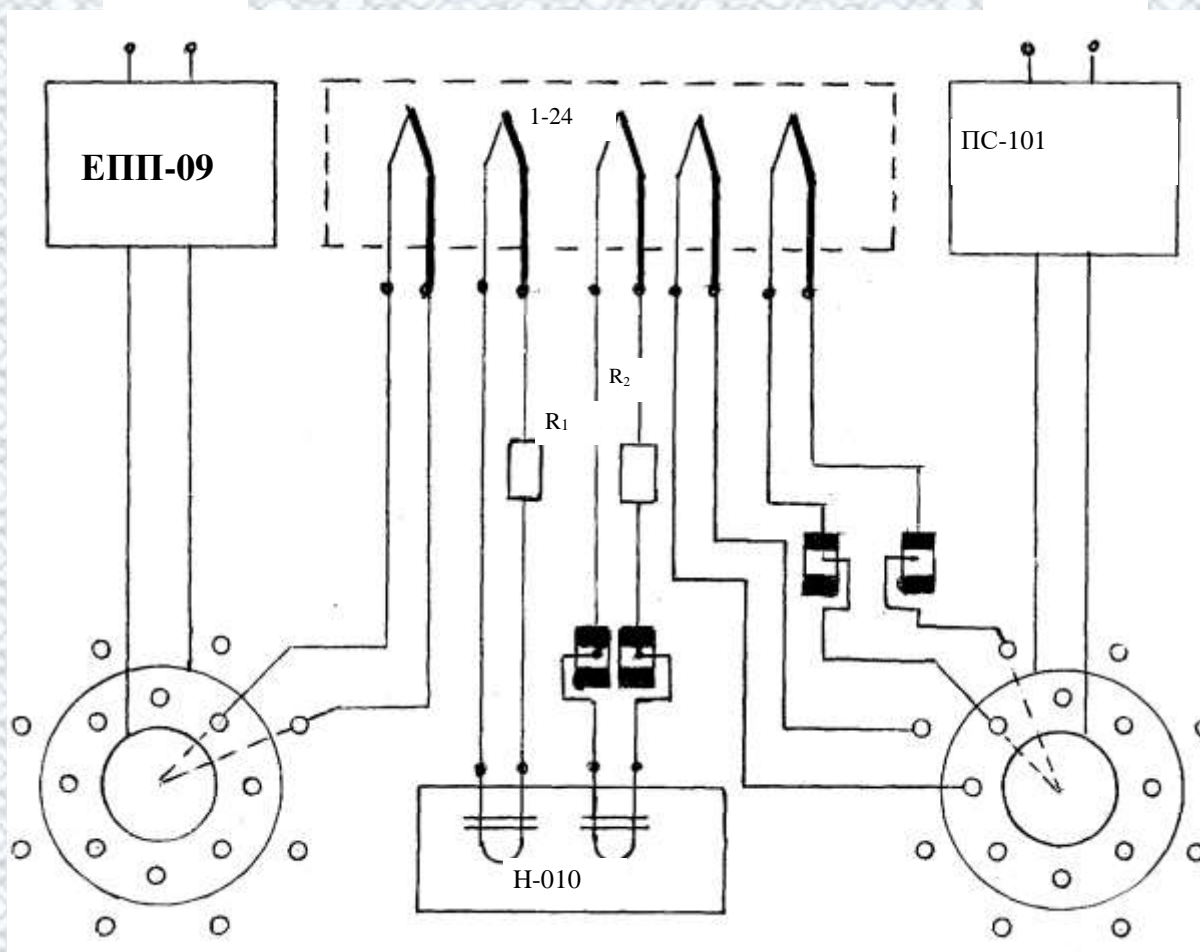


Рисунок 3.7 - Схема приладу для вимірювання температури

Сигнали від термопар, вмонтованих у обертові деталі, подають на гальванометр за допомогою струмознімача щіткового типу (рис. 3.9). Стабільність контакту і надійність роботи струмознімача забезпечується за рахунок застосування мідних контактних кілець малого діаметра, а також подвійних мідно-срібних щіток [9].

Перед монтажем термопар в об'єкти досліджень всі вони перевірялись на відповідність термоелектричної характеристики градуовальній характеристиці. Перевірка здійснювалась в термобані типу ТБ-48. Градуовальні криві будувалися під час нагрівання і повільного охолодження (остигання).

Вимірювання умовного гальмівного шляху. Для вимірювання умовного гальмівного шляху на стенді використаний давач індукційного типу, який складається з ебонітового диску 1, закріпленого на маточині гальмівного диску

(рис. 3.8). За допомогою спеціальних затискачів на диску рівномірно по околу розміщені постійні магніти 2. При обертанні диска в обмотці 3, яка закріплена нерухомо на кронштейні стенда, в момент проходження магніту індукується струм, який подається на гальванометр осцилографа. П'ять магнітів обернені до обмотки одноіменними полюсами, шостий - протилежним. Таке розміщення магнітів забезпечує можливість реєстрації $1/6$ частини оберта і вирізнення кожного повного оберта. Пройдений шлях визначається як інтеграл від швидкості по часу, шляхом підрахунку повного числа електричних імпульсів за пройдений шлях. Шлях, який проходить автобус за один оберт колеса рівний $3,14$ м, тому відстань між імпульсами на осцилографі відповідає шляху автобуса $0,523$ м. Так як існує можливість відраховувати долі відстані між імпульсами, то умовний гальмівний шлях можна оцінювати з точністю $0,2...0,25$ м.

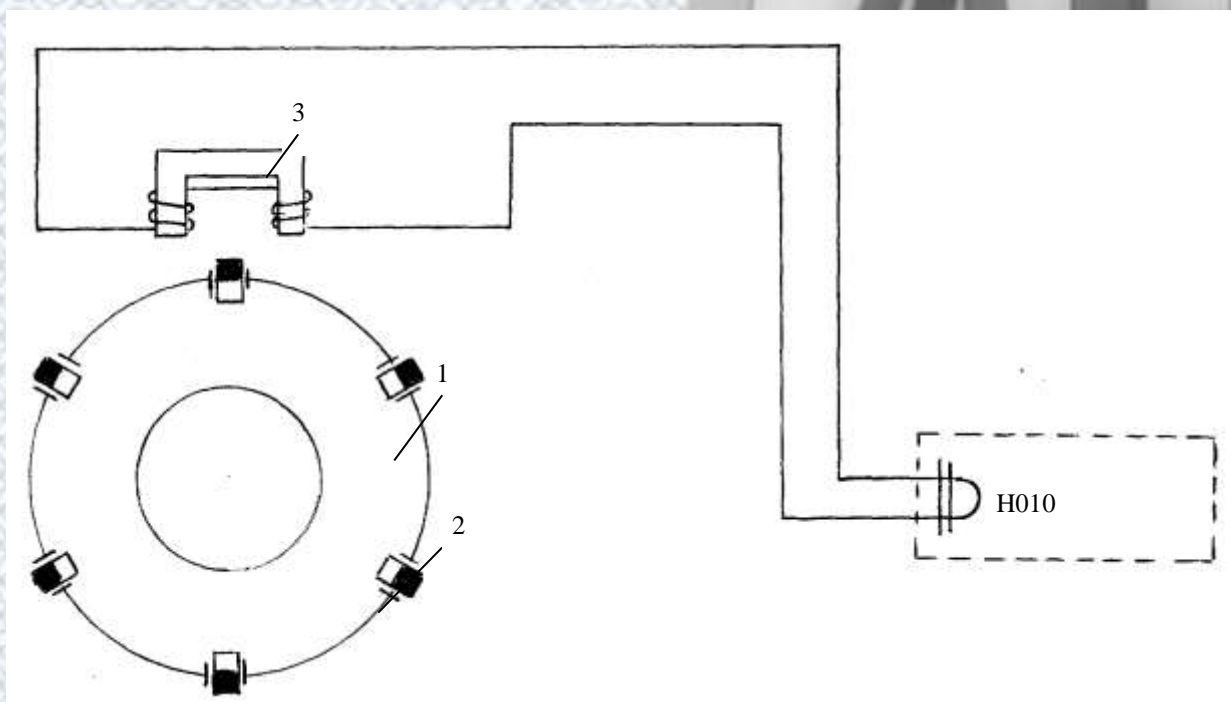


Рисунок 3.8 – Схема приладу для реєстрації умовного гальмівного шляху при стендових випробуваннях

Вимірювання тиску повітря. В даний час широке розповсюдження отримали давачі, дія яких основана на перетворенні тиску, прикладеного до мембрани, в

зміну опору вихідного потенціометричного перетворювача. До таких давачів відноситься, використаний на стенді, авіаційний реостатний давач типу П-10.

Як видно зі схеми, поданої на рис. 3.12 при одній позиції перемикача П-1 постійний струм напругою $1,5\text{ В}$ через давач подається на гальванометр осцилографу. Друга позиція перемикача забезпечує перемикачання схеми на напругу 24 В , необхідну для живлення авіаційного показуючого приладу типу УК-2-10, встановленого на пульті управління для візуального контролю тиску.

Тарування приладу здійснюється за зразковим манометром, розташованим на стенді (рис. 3.1). На рис. 3.13 наведено тарувальний графік приладу. Досвід його експлуатації показав велику надійність, достатню точність ($\sigma_{\text{сум}} = 1,02\%$) і стабільність в роботі.

Слід зазначити, що наявність на пульті керування стендом низки контрольних приладів дозволяє не тільки записувати параметри процесу гальмування на реєструючу апаратуру, але й здійснювати візуальний контроль.

3.5 Висновки до розділу

1. Дослідження впливу різних чинників на температурні режими гальмових механізмів найбільш повно можна провести комплексним методом, що включає як стендові випробування для перевірки правильності постановки математичної моделі задачі, так і комп'ютерним моделюванням.

2. При стендових випробуваннях слід моделювати відносно тривалі гальмування на ухилах та короткотривалі екстрені гальмування з метою перевірки залишкової ефективності гальм. Для цього найбільш доцільним є комбінований стенд, який поєднує в собі якості інерційного стенда та стенда постійного гальмування.

3. На основі сформульованих вимог запропоновано конструкцію комбінованого стенду, адаптований до випробування дискових гальмових механізмів, і застосовано відповідну реєструючу апаратуру.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІЗНИХ ЧИННИКІВ НА ТЕМПЕРАТУРНИЙ РЕЖИМ ТА ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ

4.1 Контроль температурного режиму гальмівних механізмів

Однією з головних вимог до гальмівної системи сучасного автомобіля є стабільність вихідних параметрів (параметрична надійність). Найбільш нестабільною ланкою гальмівної системи є гальмівний механізм. Одним із шляхів підвищення стабільності гальмового механізму є забезпечення достатньої енергоємності, що лімітується температурою поверхні тертя. Тому бажаний метод дослідження впливу енергонавантаженості і конструктивних параметрів гальмового механізму на його поверхневі й об'ємні температури.

З огляду на це у роботі розроблена методика дослідження теплового процесу в дисковому гальмі методом математичного моделювання під час його випробувань за міжнародною методикою перевірки ефективності дії гальм.

Робочий процес у дискових гальмових механізмах автотранспортних засобів перебуває в періодичному повторенні процесу «нагрівання-охолодження», під час протікання якого температури пар тертя знаходяться в періодичному нестационарному стані за 1 оберт колеса.

Процеси теплообміну будемо розглядати у двовимірній постановці (див. розділ 2). Обертання колеса під час гальмування імітується переміщенням гальмової накладки по диску. Врахування процесу охолодження поверхні тертя диска після виходу його з під накладки автоматично реалізується програмою математичного модуля.

Дослідження температурних режимів дискових гальм проводились на режимах випробувань II як найбільш енергонавантажених. Розрахунок проведений для таких значень параметрів: повна маса автобуса $G_a = 18500$ кг, кількість

накладок $m = 4$; площа накладки $S_H = 0,0107 \text{ м}^2$; ефективний радіус тертя $r_e = 0,178 \text{ м}$; кутова швидкість диска $\omega = 18,7 \text{ с}^{-1}$; густина теплового потоку $q_0 = 350000 \text{ Вт/м}^2$, коефіцієнт тепловіддачі $\alpha = 35 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$. Розглядалися три варіанти товщини дисків: 1) $h = 0,015 \text{ м}$; 2) $h = 0,030 \text{ м}$; 3) $h = 0,045 \text{ м}$. Оскільки конструкція гальма симетрична, то прийнята була осесиметрична теплова схема розв'язку задачі [12].

Крок за часом $\Delta\tau$ при проведенні попереднього етапу випробувань II був прийнятий 1 с , а при проведенні основного етапу (екстремне гальмування) - $0,01 \text{ с}$.

У математичному модулі використана прямокутна система координат. Крок по координаті x був прийнятий $0,01 \text{ м}$. Номінальна товщина диска дорівнює $0,03 \text{ м}$, і при рівномірному нагріванні диска по обидва боки двома накладками крок по координаті z прийнятий $z = 0,015 \text{ м}$. Кількість вузлових точок $x = y = 42$. Конфігурація сіткової моделі дискового механізму і розміщення джерела нагрівання в початковий момент показані на рис. 4.1.

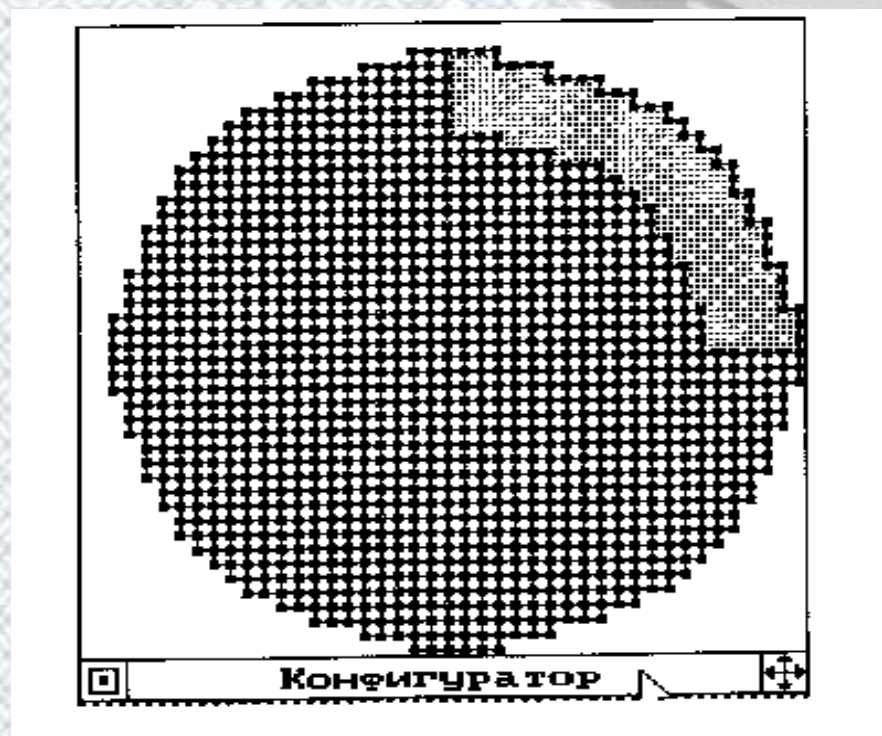


Рисунок 4.1 – Сіткова модель дискового гальмового механізму

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу диска $\lambda = 47 \text{ Вт/м}\cdot\text{град}$, а коефіцієнт температуропровідності $a = 1,09 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Густина теплового потоку була постійною при проведенні попереднього етапу.

На рис. 4.2 наведені результати моделювання [21] температурних режимів бокових поверхонь дисків гальм при їх різних товщинах на різних відтинках часу попереднього етапу випробувань II, який триває 12 хв. З розгляду даного рисунку видно, що за 1 хв. випробувань зона диска, вільна від тертя, практично не нагрівається при всіх товщинах диска. Тільки на 4 хв. випробувань помітний прогрів диска поза зоною тертя за рахунок кондуктивного теплообміну. Характерним є явище великої різниці температур Δt між зоною тертя і центром диска в кінці попереднього етапу випробувань, яка збільшується зі зменшення його товщини. Наприклад, при товщині диска 45 мм ця різниця становить 260°C , при $h = 30 \text{ мм}$ $\Delta t = 380^\circ\text{C}$, а при $h = 15 \text{ мм}$ $\Delta t \approx 700^\circ\text{C}$.

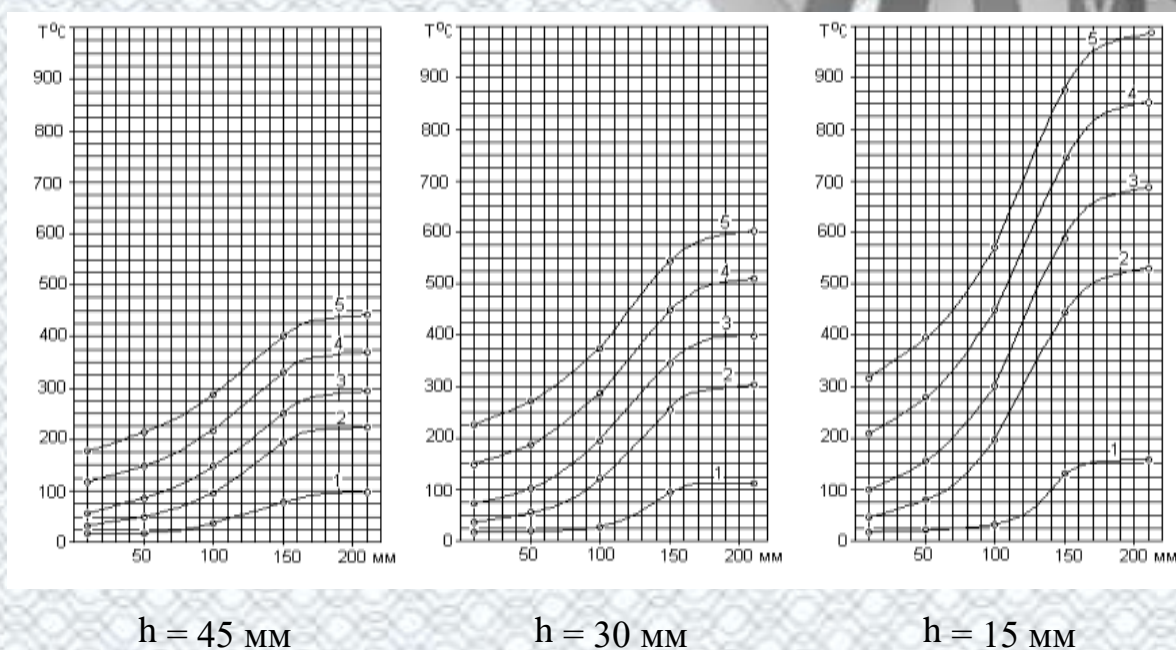


Рисунок 4.2 – Розподіл температур по радіусу диска при його різних товщинах на попередньому етапі випробувань II: 1 - $\tau = 1 \text{ хв.}$, 2 - $\tau = 4 \text{ хв.}$, 3 - $\tau = 6 \text{ хв.}$, 4 - $\tau = 9 \text{ хв.}$, 5 - $\tau = 12 \text{ хв.}$

Збільшення температури диска поза зоною тертя спостерігається при всіх його товщинах між проведенням етапів випробувань II під час охолодження за рахунок перерозподілу температур в тілі диска, що видно з рис. 4.3. З цього ж рисунку видно, що за час проведення екстреного гальмування (основний етап випробувань II) температура зростає тільки в зоні тертя із-за швидкоплинності процесу.

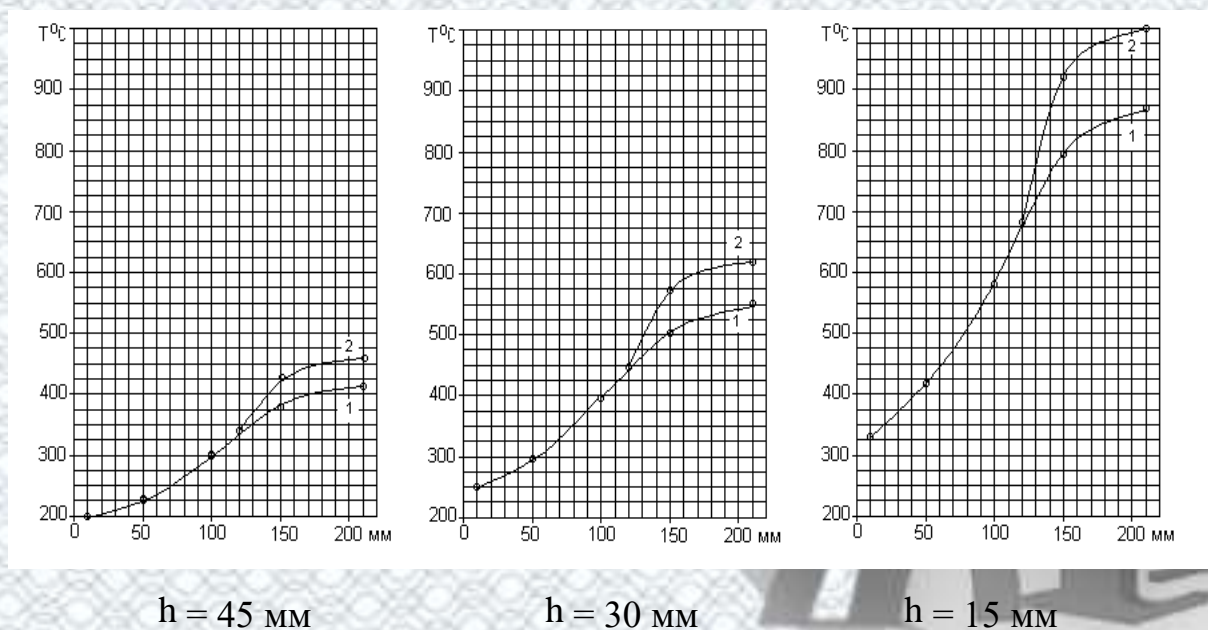


Рисунок 4.3 – Розподіл температур по радіусу диска при його різних товщинах при випробуваннях II: 1 - в кінці розгону; 2 - в кінці основного етапу

Розподіл температур по поверхні диска в об'ємній інтерпретації в кінці екстреного гальмування представлений на рис. 4.4.

Отже розроблена методика моделювання й отримані результати дозволять надалі шляхом розв'язку прямих і зворотних двовимірних і тривимірних задач одержати банк даних про вплив різних конструктивних та режимних чинників на температурний режим дискових гальмових механізмів автотранспортних засобів.

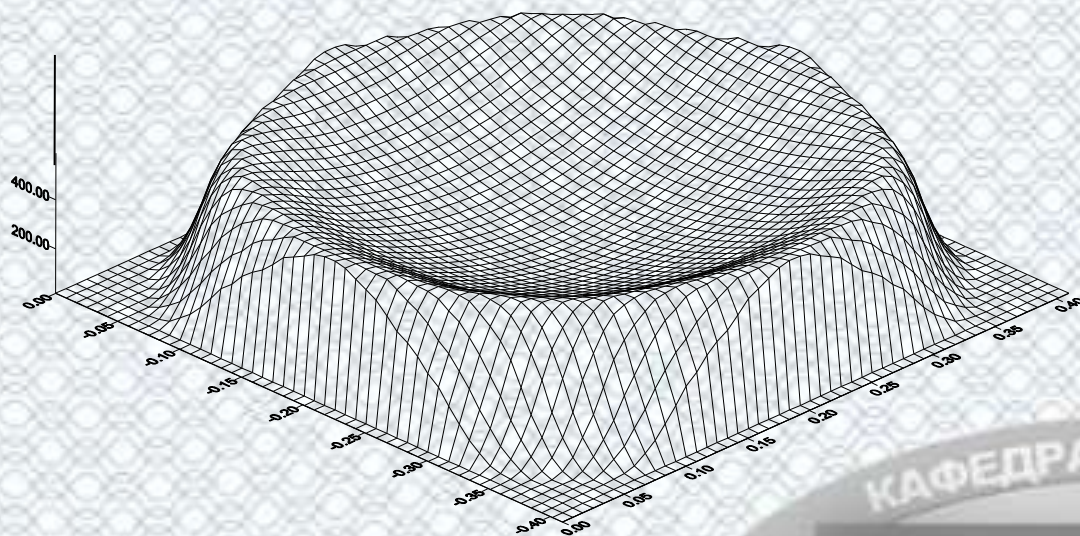


Рисунок 4.4 – Температурне поле робочій поверхні гальмівного диска в кінці основного етапу випробувань II

4.2 Вплив різних чинників на температурний режим гальмівних механізмів

Тепловий стан деталей пар тертя гальмових механізмів характеризується середньою температурою поверхні тертя, середньою об'ємною температурою та температурним градієнтом. На рис. 4.5 наведені чинники, що визначають значення вказаних параметрів.

Для дослідження впливу конструктивних параметрів пар тертя і гальмового механізму в цілому на поверхневі і об'ємні температури необхідно мати достатньо точне уявлення про роль тепловіддачі в навколишнє середовище. В загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі α залежить від форми та розмірів охолоджуваної поверхні, швидкості, температури та теплофізичних властивостей омиваючого середовища, температури тіла та інших чинників.

Найвні методи аналітичного визначення коефіцієнта тепловіддачі α [2, , 17, 18, 19, 20, 21] не завжди відтворюють реальні умови, в яких працює вузол тертя. Тому в більшості випадків α визначається дослідним шляхом.

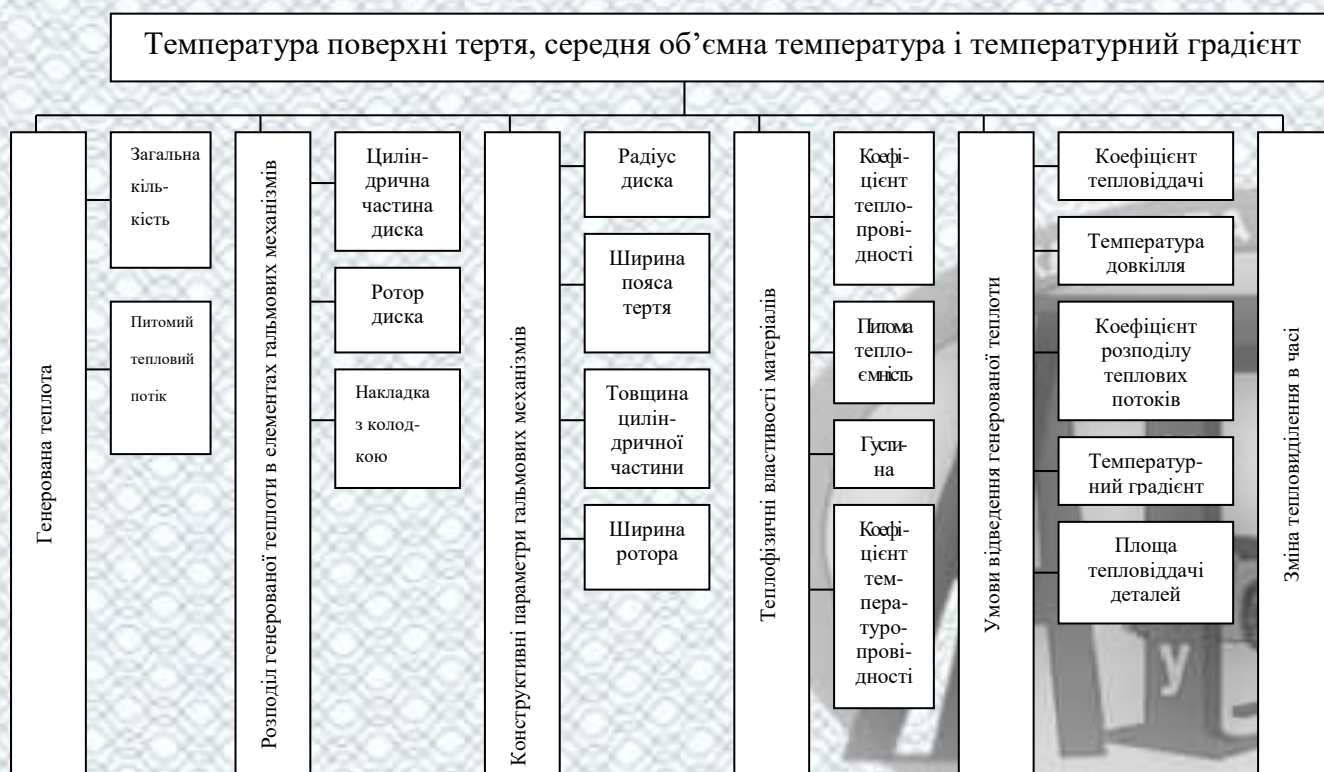


Рисунок 4.5 – Чинники, які впливають на тепловий стан пар тертя

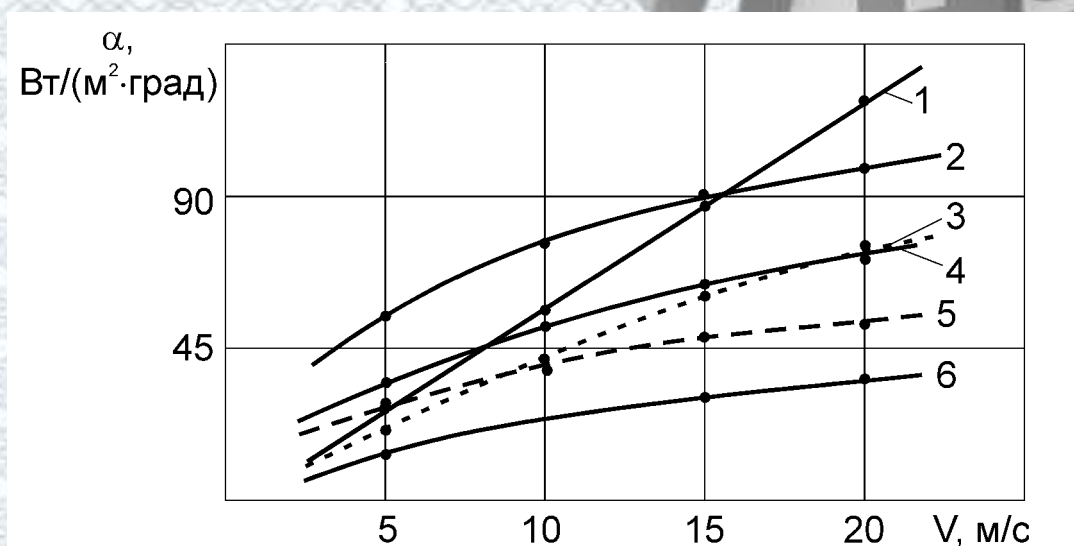
На рис. 4.6 наведені графіки залежності коефіцієнта тепловіддачі α для гальмових механізмів від швидкості руху автомобіля, отримані різними авторами. З розгляду цих графіків видно, що коефіцієнт тепловіддачі суттєво відрізняється як за абсолютною величиною при даному значенні швидкості, так і за законом зміни його при зміні швидкості. Зокрема, при $V_a = 20 \text{ м/с}$, значення α , отримані одними дослідниками, вкладаються в межі $40 \dots 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, а іншими $104 \dots 116 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

З огляду на це актуальним постає завдання достатньо об'єктивної оцінки значень коефіцієнта тепловіддачі, які можна отримати математичним моделюванням.

Пряма задача з визначення температурних полів при наявності математичної моделі явища може бути достатньо точно розв'язана за допомогою згадуваного вище програмного комплексу. Значний інтерес представляє методика розв'язку зворотніх задач стосовно до теплових задач в дискових гальмах.

Ці задачі можуть бути розв'язані тільки в тому випадку, коли є дані зміни температури в диску, отримані за допомогою натурального експерименту [44].

Порівняння температурних полів, визначених за допомогою математичної моделі, в якій легко змінюються параметри, з полями, отриманими в результаті прямого натурального експерименту, дозволяють у зворотній задачі визначити граничні умови. До таких належать граничні умови 3-го роду, тобто коефіцієнти тепловіддачі α , які при існуючих аналітичних методах розрахунку, наведених вище, дають великі розбіжності.



За даними: 1 - Є.А.Чудакова; 2 - В.М.Казарінова та Б.П.Карвацького;
3 - Нуссельта; 4 - А.Д.Крюкова; 5 - Д.М.Камінського; 6 - Є.Б.Решетнікова)

Рисунок 4.6 – Залежності коефіцієнта тепловіддачі від швидкості руху транспортного засобу

При постановці зворотної задачі температурні залежності, визначені шляхом моделювання режиму випробувань II для низки значень коефіцієнта α , порівнювались з результатами експериментальних досліджень.

На рис. 4.7 показані криві нагрівання та охолодження (при розгоні) експериментального переднього дискового гальмового механізму автобуса під час попереднього та основного етапу випробувань II, отриманих за допомогою моделювання та стендових випробувань. Внаслідок цього було встановлено, що найкраще співпадіння результатів мало місце тоді, коли в процесі моделювання значення коефіцієнта тепловіддачі α в граничних умовах 3-го роду задавались в межах $34...36 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$. Для подальших досліджень було прийнято середнє значення $\alpha=35 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$.

До речі, суттєвою перевагою методу моделювання є те, що за його допомогою можна дослідити температурні режими гальмових механізмів в широкому діапазоні вірогідних значень коефіцієнта тепловіддачі α , а згодом уточнити його значення під час стендових випробувань.

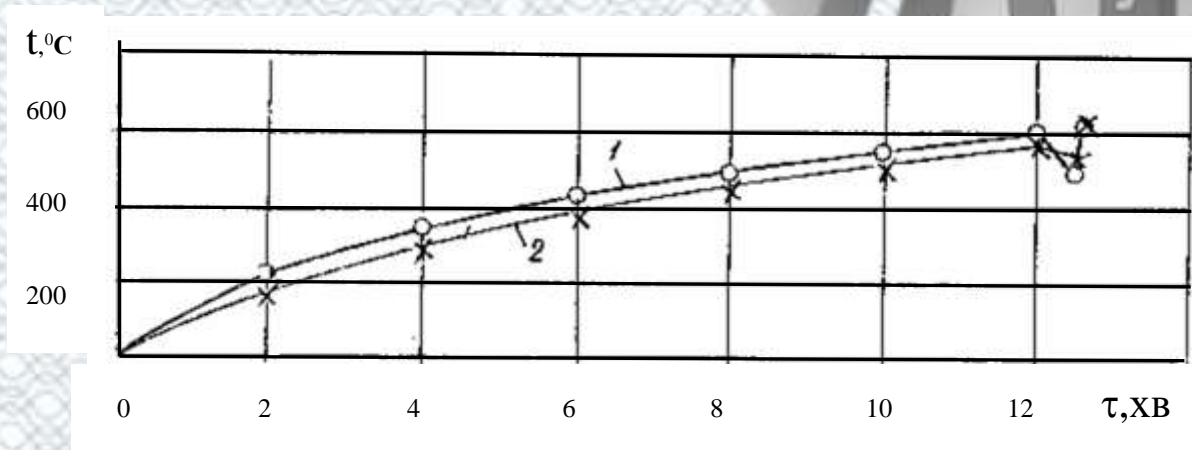


Рисунок 4.7 – Зміна температур поверхонь тертя переднього дискового гальма автобуса A09216 [7, 8] під час випробувань:

1 - результати моделювання; 2 - результати стендових випробувань

Як зазначалося вище, для дослідження впливу умов тепловіддачі на температурний режим гальм була створена модель експериментального переднього

гальмового механізму автобуса А09216 з 1348 вузлів, на якій був проімітований попередній етап випробувань типу II при різних $\alpha = 20 - 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ [7, 20].

Динаміка зміни температурних полів, отриманих моделюванням, в кінці проведення попереднього етапу, а також після охолодження за час розгону автобуса до регламентованої швидкості ($v_a = 60 \text{ км/год}$) і після проведення основного етапу випробувань II наведена відповідно на рис. 4.9 а, 4.9 б та 4.9 в. При чорно-білому відтворенні температурного поля на цих рисунках характерною є закономірність, згідно з якою чим світліше поле, тим більше значення температури йому відповідає. Ліва вертикальна сантиметрова шкала відтворює діаметр диска, а права цифрова шкала – відповідні значення температур.

На рис. 4.8 та 4.10 показані зміни максимальних температур гальмового диска при проведенні, відповідно, попереднього та основного етапів випробувань II в досліджуваному діапазоні значень коефіцієнта тепловіддачі.

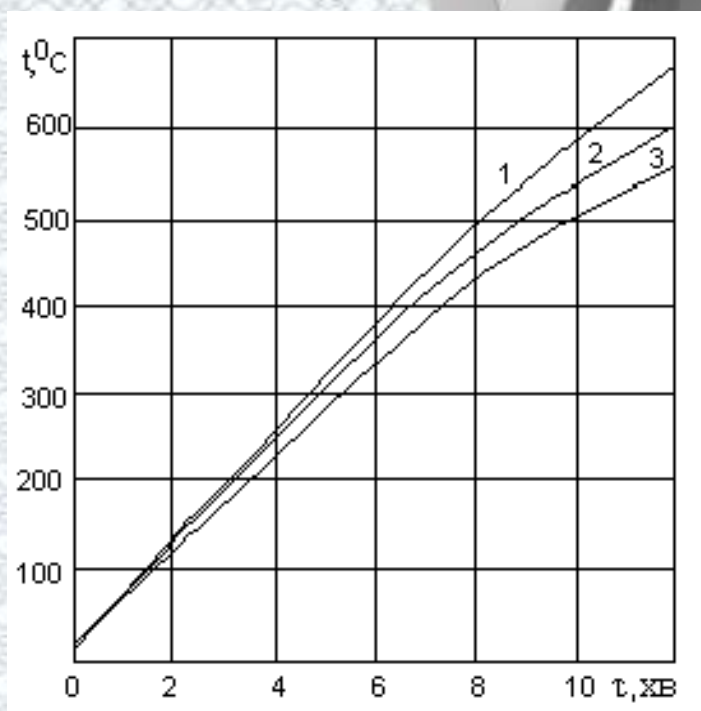
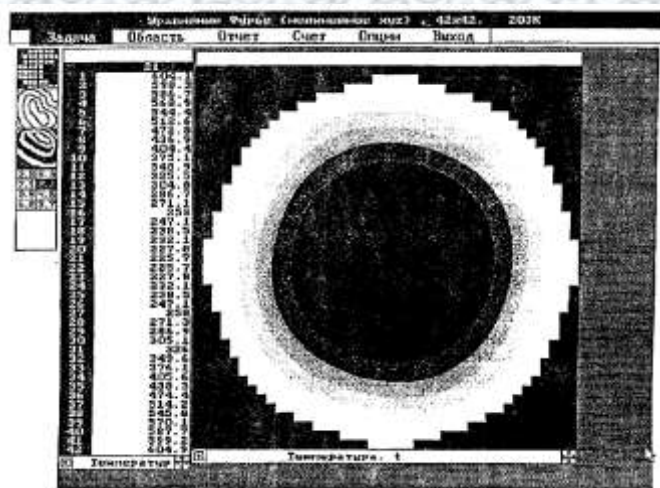
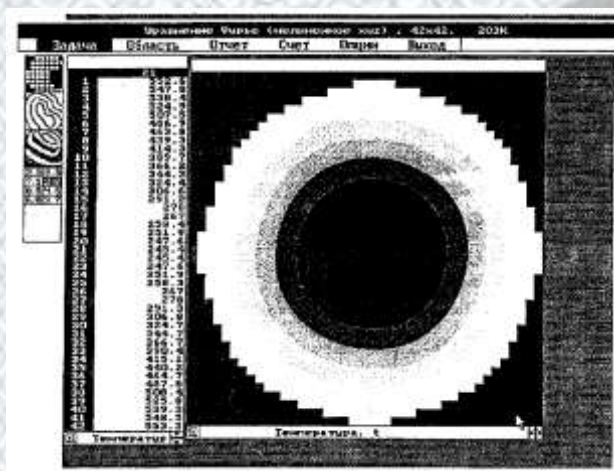


Рисунок 4.8 – Зміни максимальних температур гальмового диска за час проведення попереднього етапу випробувань II при:

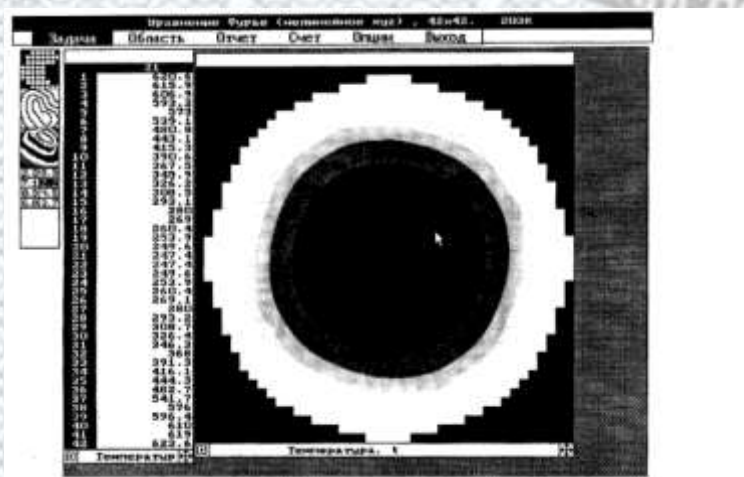
1 - $\alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; 2 - $\alpha = 35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; 3 - $\alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$



а)



б)



в)

Рисунок 4.9 - Температурне поле переднього дискового гальма автобуса А09216 [7] при проведенні випробувань в кінці: а) попереднього етапу; б) розгону до регламентованої швидкості; в) основного етапу

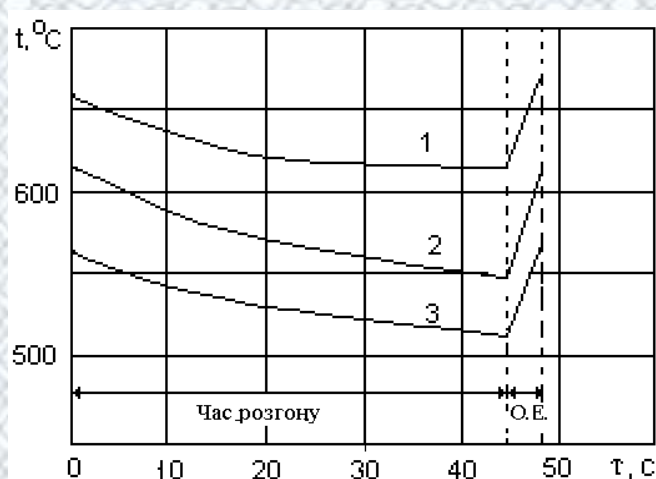


Рисунок 4.10 – Зміни максимальних температур гальмового диска за час проведення основного етапу (О.Е.) випробувань II при: 1 - $\alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

$$2 - \alpha = 35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град} ; 3 - \alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$$

Аналіз отриманих результатів показав, що 2,5 - кратне збільшення коефіцієнта тепловіддачі призводить до зменшення температури гальмового диска в кінці попереднього етапу випробувань II на 17% (рис. 4.11). З врахуванням охолодження (за час розгону автобуса) перед проведенням основного етапу - на 20%. Необхідно відзначити, що вплив коефіцієнта тепловіддачі спостерігається тільки після 4-хвилинного гальмування, оскільки до цього часу його вплив не перевищує 5%.

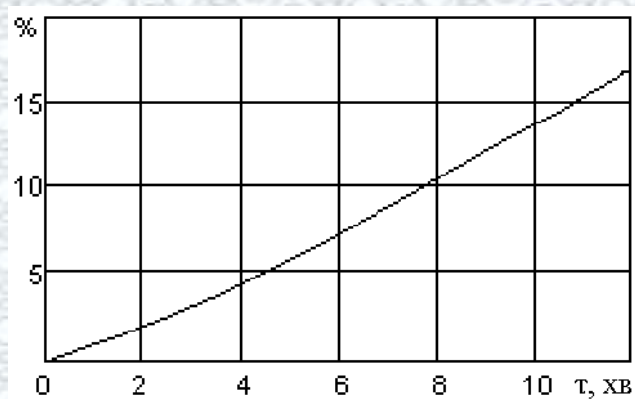


Рисунок 4.11 – Вплив зміни коефіцієнта тепловіддачі на зниження температури гальмового диска за час попереднього етапу випробувань II:

$$(з \alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град} \text{ до } \alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град})$$

Порівняння степені впливу умов тепловіддачі на температури поверхонь тертя дискових гальм показав, що вони більш помітні під час проведення попереднього етапу випробувань I, де зниження температур в заданому діапазоні α складає за нагріванням - 30%, а за охолодженням - 34% [45].

Таким чином, пошук і реалізація умов кращого відведення теплоти від поверхонь тертя фрикційних вузлів [9] залишаються одними з найбільш актуальних завдань при концептуальному проектуванні автотранспортних засобів.

Взагалі, на температурний режим гальмових механізмів впливає низка режимних та конструктивних чинників, які наведені у вище наведеній класифікаційній таблиці. В даному випадку зупинимося на ролі таких конструктивних чинників як товщина та діаметр гальмового диска на основі статистичного аналізу параметрів конструкцій дискових гальм автобусів.

З цією метою була створена теплова модель дискового гальма, на якій з допомогою згаданого вище програмного комплексу було досліджено вплив товщини гальмового диска на температуру його поверхні при випробуваннях II [21].

На рис. 4.12 наведені криві нагрівання гальмових дисків в залежності від часу проведення попереднього етапу випробувань при різних їх товщинах, отриманих на основі статистичного аналізу параметрів конструкцій гальм.

Вплив товщини диска на кінцеву температуру поверхонь тертя гальмових механізмів після проведення попереднього і основного етапів випробувань II проілюстрований на рис. 4.13. Розгляд цього рисунку показує, що ця залежність носить нелінійний характер, на відміну від впливу умов тепловіддачі, який лінійний для такого випадку [21]. Це говорить про певні співвідношення між кондуктивною і конвективною теплопердачами в гальмових механізмах, що вимагає більш детального дослідження. Результати досліджень зміни температур поверхонь тертя дискових гальм автобуса за час його розгону та проведення основного етапу випробувань II в залежності від товщини диска, отримані моделюванням, наведені на рис. 4.14. Розгляд даного рисунку дозволяє констатувати, що і при екстремому гальмуванні вплив товщини диска на

температуру поверхонь тертя гальма має нелінійний характер. Тому для теплового розрахунку гальм слід вибрати нелінійну модель.

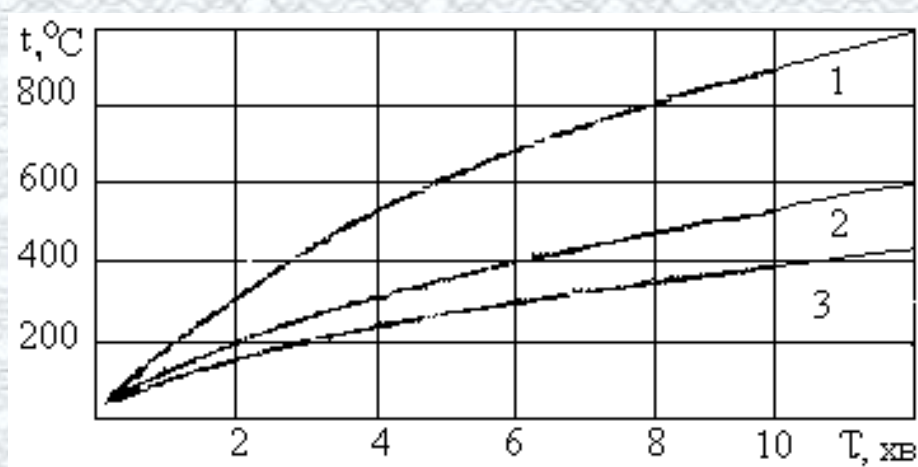


Рисунок 4.12 – Зміна температур нагрівання гальмівного диска під час проведення попереднього етапу випробувань II

в залежності від товщини диска: 1 - $h = 15 \text{ мм}$;

2 - $h = 30 \text{ мм}$; 3 - $h = 45 \text{ мм}$

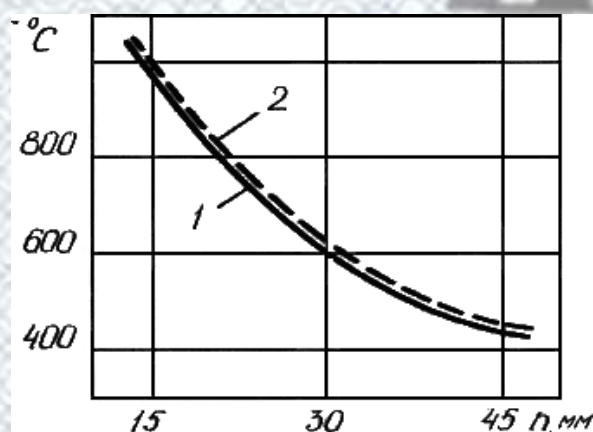


Рисунок 4.13 – Залежність максимальної температури гальмового диска від його товщини при випробуваннях II в кінці проведення:

1 - попереднього етапу; 2 - основного етапу

Як зазначалось у розділі 1, серед чинників, які визначають енергоємність гальма - фрикційна теплостійкість, тобто здатність зберігати стійке значення коефіцієнта тертя та мати невелике зношування в широкому діапазоні температур.

При інших рівних умовах теплостійкість пари тим вища, чим менше відношення коефіцієнта тертя μ до інтенсивності зношування і залежить від температури. Такими властивостями володіють металокерамічні матеріали [13], які характеризуються високою стабільністю фізико-хімічних властивостей, і в кожному конкретному випадку можуть бути рекомендовані для діапазону отриманих температур поверхонь тертя дискових гальм під час проведення випробувань.

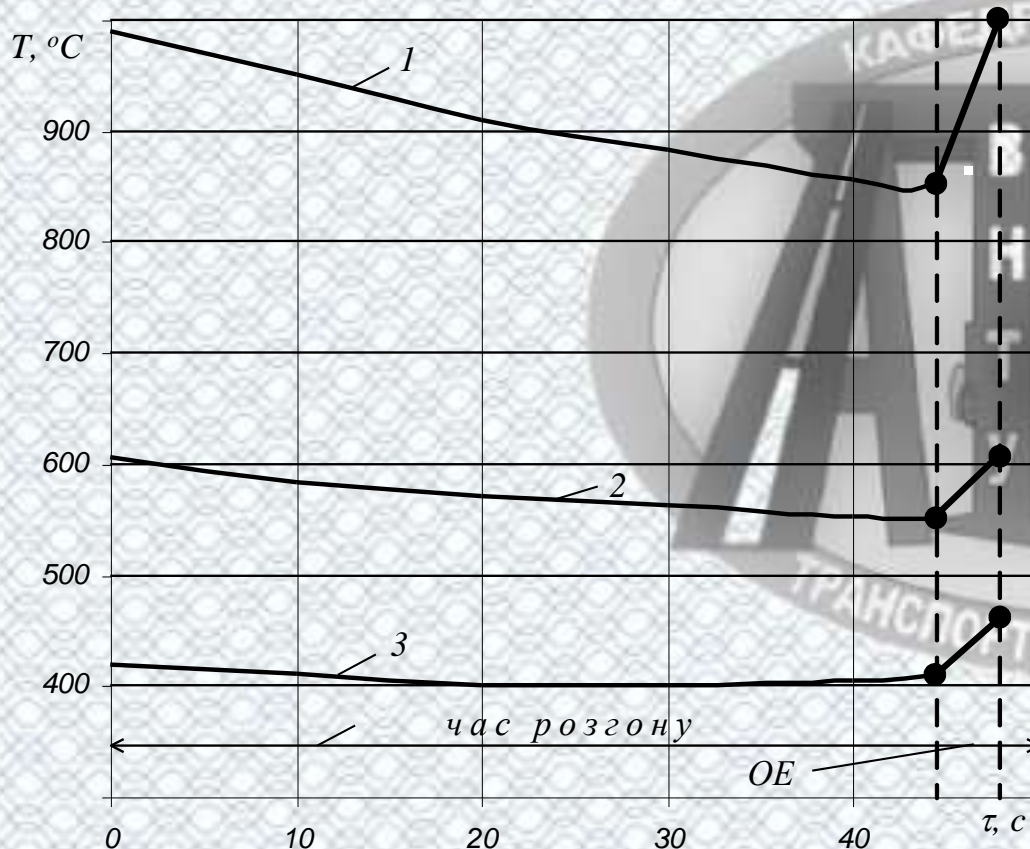


Рисунок 4.14 - Зміна максимальних температур гальмового диска автобуса А09216 [8] за час його розгону та проведення основного етапу (О.Е.) випробувань від товщини диска: 1 - $h = 15$ мм; 2 - $h = 30$ мм; 3 - $h = 45$ мм

Таким чином, застосування комп'ютерного моделювання дозволяє конструктору оперативно і достовірно отримувати температурні поля гальмових механізмів АТЗ на типових режимах випробувань.

А наявність характеристик сучасних фрикційних матеріалів дозволить вже на стадії концептуального проектування оцінити енергоємність гальмового механізму АТЗ.

4.3 Визначення теплового балансу дискових гальм на попередньому етапі випробувань

З огляду на вищесказане значний інтерес представляє дослідження теплових балансів дискових гальмових механізмів при різних умовах тепловіддачі. З цією метою в основу розрахунку покладений метод диференційних втрат в кожному вузлі моделі (рис. 4.15), тобто:

$$\Delta Q = Q_G - Q_A; \quad (4.1)$$

$$Q_G = \sum_I^n Q_E \Delta x \Delta y \cdot K_1; \quad (4.2)$$

$$Q_A = \sum_I^n c \rho \Delta x \Delta y \Delta z \cdot K_2 (t_k - t_n), \quad (4.3)$$

де ΔQ - конвективний теплообмін, Дж;

Q_G - кількість генерованої теплоти за визначений час гальмування, Дж;

Q_E - густина теплового потоку, Вт/м²;

Q_A - теплота, що акумульована диском, Дж;

$c\rho$ - об'ємна теплоємність диска;

$\Delta x \Delta y \Delta z$ - об'єм одного вузла моделі, м³;

K_1 та K_2 - коригуючі коефіцієнти;

t_n - значення температури в n -ному вузлі моделі на початку гальмування, °С;

t_k - значення температури в n -ному вузлі моделі в кінці проміжного часу гальмування, °С;

n - кількість вузлів.

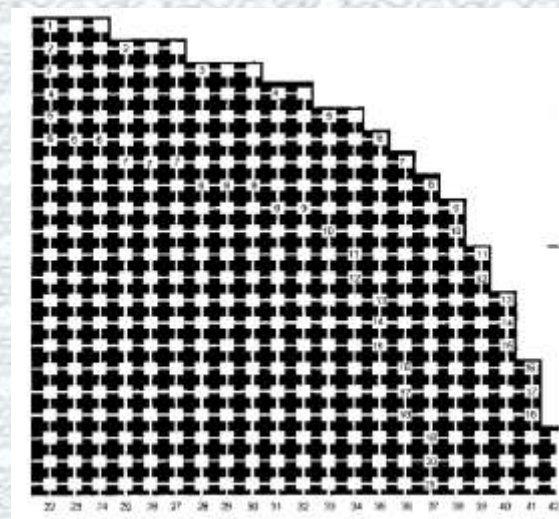


Рисунок 4.15 -Розташування елементарних об'ємів вузлів на фрагменті моделі
дискового гальма

Для корекції параметра $c\rho$ в кожному елементарному об'ємі вузла моделі в радіальному напрямі слід користуватись коефіцієнтами, наведеними в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 - Корегуючі коефіцієнти для елементарних об'ємів вузлів моделі

№ вузлів	K_1	K_2	№ вузлів	K_2	№ вузлів	K_2
1	1	1,5	8	0,975	15	0,45
2	0,95	1,425	9	0,9	16	0,376
3	0,9	1,35	10	0,825	17	0,3
4	0,85	1,275	11	0,75	18	0,225
5	0,8	1,2	12	0,675	19	0,15
6	0,75	1,115	13	0,6	20	0,075
7		1,05	14	0,525	21	0

В табл. 4.2-4.4 показані результати моделювання температурних режимів даного гальма на різних відтинках часу попереднього етапу випробувань II при різних значеннях коефіцієнта тепловіддачі [12]. Вертикальна шкала в цих таблицях вказує номери вузлів диска (через 10 мм) у радіальному напрямку.

Таблиця 4.2 - Температурні поля переднього дискового гальма автобуса А09216 [7, 8] ($\alpha=20$ Вт/м²·град) за різних час випробувань

1 хв. 4 хв. 6 хв. 9 хв.

1 хв.		4 хв.		6 хв.		9 хв.	
1	21	1	21	1	21	1	21
1	114.4	1	314.4	1	414.3	1	542.4
2	112.8	2	309.6	2	408.9	2	536.5
3	109.4	3	300	3	398	3	524.7
4	103.6	4	285.3	4	381.3	4	506.7
5	94.44	5	264.8	5	358.2	5	481.9
6	80.79	6	237.8	6	328.1	6	449.7
7	61.59	7	203.9	7	290.6	7	409.6
8	47.53	8	174.4	8	257.1	8	373.3
9	37.66	9	148.9	9	227.3	9	340.5
10	30.95	10	127.1	10	201	10	311
11	26.56	11	108.6	11	177.9	11	284.5
12	23.8	12	92.95	12	157.7	12	261
13	22.12	13	79.94	13	140.3	13	240.2
14	21.15	14	69.21	14	125.3	14	222.1
15	20.6	15	60.49	15	112.8	15	206.6
16	20.3	16	53.52	16	102.3	16	193.5
17	20.15	17	48.06	17	93.86	17	182.7
18	20.08	18	43.93	18	87.27	18	174.1
19	20.04	19	40.97	19	82.42	19	167.8
20	20.02	20	39.06	20	79.23	20	163.6
21	20.01	21	38.12	21	77.65	21	161.5
Температур		Температур		Температур		Температур	

1 хв. 4 хв. 6 хв. 9 хв.

1 хв.		4 хв.		6 хв.		9 хв.	
1	21	1	21	1	21	1	21
1	113.7	1	305.4	1	397.3	1	510
2	112.1	2	300.8	2	392	2	504.4
3	108.8	3	291.5	3	381.5	3	493.1
4	103	4	277.1	4	365.3	4	475.7
5	93.92	5	257.1	5	342.9	5	451.8
6	80.39	6	230.7	6	313.7	6	420.7
7	61.16	7	197.3	7	277	7	381.8
8	47.21	8	168.5	8	244.5	8	346.8
9	37.43	9	143.7	9	215.7	9	315.3
10	30.8	10	122.6	10	190.4	10	287.2
11	26.46	11	104.6	11	168.3	11	262.1
12	23.73	12	89.58	12	149	12	239.8
13	22.08	13	77.06	13	132.4	13	220.3
14	21.12	14	66.76	14	118.3	14	203.3
15	20.58	15	58.41	15	106.3	15	188.8
16	20.3	16	51.74	16	96.47	16	176.6
17	20.15	17	46.54	17	88.51	17	166.5
18	20.07	18	42.6	18	82.31	18	158.6
19	20.04	19	39.78	19	77.76	19	152.7
20	20.02	20	37.97	20	74.77	20	148.8
21	20.01	21	37.08	21	73.29	21	146.9
Температур		Температур		Температур		Температур	

12 хв. 12 хв.45 с 12 хв.50,6 с

12 хв.		12 хв.45 с		12 хв.50,6 с	
1	21	1	21	1	21
1	654.9	1	609.2	1	676.8
2	648.8	2	604.1	2	671.9
3	636.7	3	594.2	3	662.3
4	618.2	4	579.8	4	647.9
5	592.6	5	561.3	5	626.6
6	559.6	6	539.3	6	591.7
7	518.6	7	514.8	7	532
8	481.1	8	488.7	8	492.8
9	447.1	9	462	9	463.5
10	416.2	10	435.7	10	437.2
11	388.4	11	410.4	11	412.5
12	363.5	12	386.9	12	389.4
13	341.4	13	365.5	13	368.2
14	322	14	346.3	14	349.2
15	305.2	15	329.5	15	332.5
16	291	16	315.2	16	318.2
17	279.2	17	303.4	17	306.4
18	269.8	18	293.9	18	296.9
19	262.9	19	286.9	19	289.9
20	258.3	20	282.2	20	285.2
21	255.9	21	279.8	21	282.8
Температур		Температур		Температур	

Результати розрахунку кількості теплоти, акумульованої в диску гальмівного механізму, при різних коефіцієнтах тепловіддачі, наведені у табл. 4.5-4.7.

Таблиця 4.5 - Кількість теплоти (Дж), акумульованої дисковим гальмом за різні проміжки часу випробувань II ($\alpha=20$ Вт/м²·град)

№ вузлів сітки	$\tau=4$ хв	$\tau=9$ хв	$\tau=12$ хв
1	1050	672	588
2	981	635	557
3	901	598	528
4	811	559	499
5	714	519	466
6	612	474	429
7	521	437	400
8	433	396	368
9	349	357	337
10	280	318	303
11	214	279	272
12	162	244	241
13	120	210	212
14	88	177	183
15	63	147	155
16	43	119	128
17	29	93	102
18	19	68	75
19	11	44	49
20	5	22	25
21	2	10	12

Таблиця 4.6 – Кількість теплоти (Дж), акумульованої дисковим гальмом за різні проміжки часу випробувань II ($\alpha=35$ Вт/м²·град)

№ вузлів сітки	$\tau=4$ хв	$\tau=9$ хв	$\tau=12$ хв
1	1008	593	493
2	936	557	468
3	863	528	439
4	776	490	414
5	684	458	390
6	585	417	359
7	499	385	334
8	412	348	307
9	334	315	280
10	266	280	254
11	204	246	228
12	156	214	203
13	115	184	178
14	100	155	152
15	59	129	130
16	41	105	107
17	27	82	85
18	17	60	63
19	10	39	41
20	5	19	20
21	2	8	9

Таблиця 4.7 - Кількість теплоти (Дж), акумульованої дисковим гальмом за різні проміжки часу випробувань II ($\alpha=50 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$)

№ вузлів сітки	$\tau=4 \text{ хв}$	$\tau=9 \text{ хв}$	$\tau=12 \text{ хв}$
1	966	521	415
2	901	492	388
3	826	464	368
4	745	434	348
5	655	403	328
6	561	367	300
7	477	339	279
8	395	307	256
9	254	246	211
10	266	280	254
11	196	216	189
12	149	188	167
13	109	162	149
14	79	137	128
15	56	114	108
16	39	92	89
17	26	72	70
18	17	53	52
19	10	34	34
20	5	17	17
21	2	8	8

Результати розрахунків, проведених за формулами (4.1)-(4.3), наведені на рис. 4.17, з розгляду якого видно, що кількість теплоти, яка відведена від поверхні диска гальмового механізму конвективним способом, має практично лінійну залежність від часу її генерування, і в значній степені залежить від коефіцієнта тепловіддачі. Наприклад, зміна коефіцієнта тепловіддачі від 20 до $50 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$ призводить до збільшення розсіюваної теплоти від дискового гальма в кінці попереднього етапу випробувань II конвективним способом з 27 до 49% .

Результати розрахунків, проведених за формулою (4.1), наведені на рис. 4.18, з розгляду якого видно, що кількість теплоти, яка відведена від поверхні диску гальмового механізму конвективним способом, приблизно до 9 хв і в значній степені залежить від товщини диска. Наприклад, зміна товщини диска від 15 до 45 мм призводить до зменшення розсіювання теплоти від дискового гальма в кінці попереднього етапу випробувань II конвективним способом з 59 до 30% .

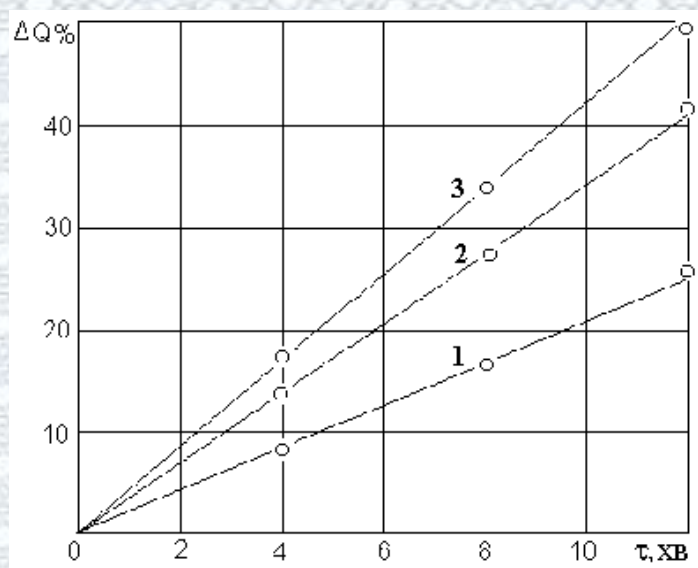
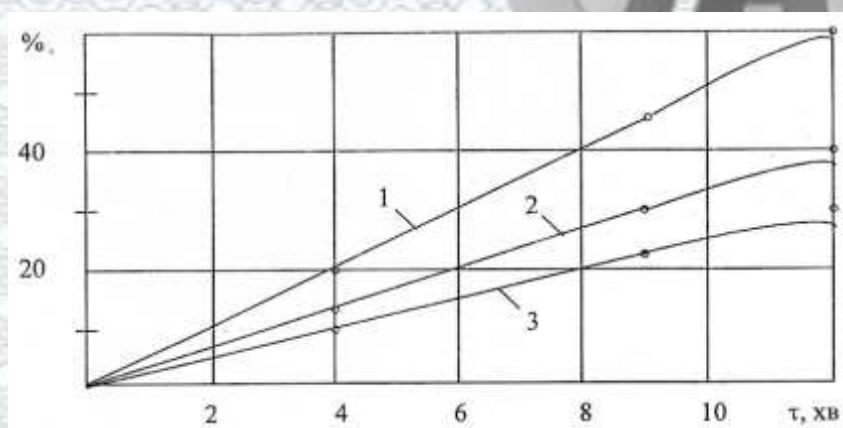


Рисунок 4.16 – Відсоткові співвідношення теплоти, відведені конвективним способом від переднього дискового гальма під час попереднього етапу

випробувань II при: 1 - $\alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

2 - $\alpha = 35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; 3 - $\alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$



Рисцнок 4.17 – Відсоткові співвідношення теплоти, відведеної конвективним способом від дискового гальма, під час попереднього етапу випробувань II при:

1 - $h = 15 \text{ мм}$; 2 - $h = 30 \text{ мм}$; 3 - $h = 45 \text{ мм}$

Таким чином, застосування комп'ютерного моделювання в практиці конструкторських робіт дозволить поповнити банк даних про вплив різних чинників на тепловий баланс дискових гальмових механізмів АТЗ.

4.4 Результати теплового розрахунку дискових гальм

Можливість прогнозування температурного режиму роботи дискового гальма на стадії його проектування становить актуальне завдання, оскільки існуючі методи теплового розрахунку гальм вельми схематичні, громіздкі та складні для практичного використання, або вимагають великого обсягу експериментальних досліджень. Крім того, вони не дають повної картини розподілу температурних полів та напружень в найбільш навантаженому при нагріванні диску гальмового механізму автотранспортного засобу (АТЗ).

З огляду на те, що ефективність гальмування в значній мірі визначається тепловим станом пар тертя, то конструктору необхідно володіти методом, який дозволяє швидко та ефективно досліджувати вплив різних режимних та конструктивних чинників на температурні поля дисків. Таким є метод математичного моделювання, що полягає у створенні теплової моделі та оперуванні нею з метою отримання важливої бази даних для САПР об'єкта.

Взагалі на температурний режим гальмових механізмів впливає низка чинників, які були наведені вище. Експертна оцінка цих чинників дозволила зробити висновок, що температура поверхні тертя дискового гальма $t = f(Q, D, h, \alpha)$, де Q - густина теплового потоку, Вт/м²; D - діаметр диска, м; h - товщина диска, м; α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·град). Таким чином, слід вивчити вплив даних чинників на температури поверхонь тертя дискових гальм при випробуваннях II на основі статистичного аналізу параметрів конструкцій [78] та відрогідних значень коефіцієнтів тепловіддачі, наведених вище.

Графічні залежності впливу кожного з чинників на температуру поверхні диска в кінці попереднього етапу випробувань II (рис. 4.19) показують, що вплив конструктивних чинників має нелінійний характер.

З огляду на цю обставину для отримання багаточинникової математичної моделі теплового процесу в дискових гальмах необхідно застосувати планування експериментів вищого порядку [55]. В таблицях 4.14 і 4.15 наведено матриці типу 3^3 для дискових механізмів з діаметрами відповідно $D=0,42$ м і $D=0,5$ м.

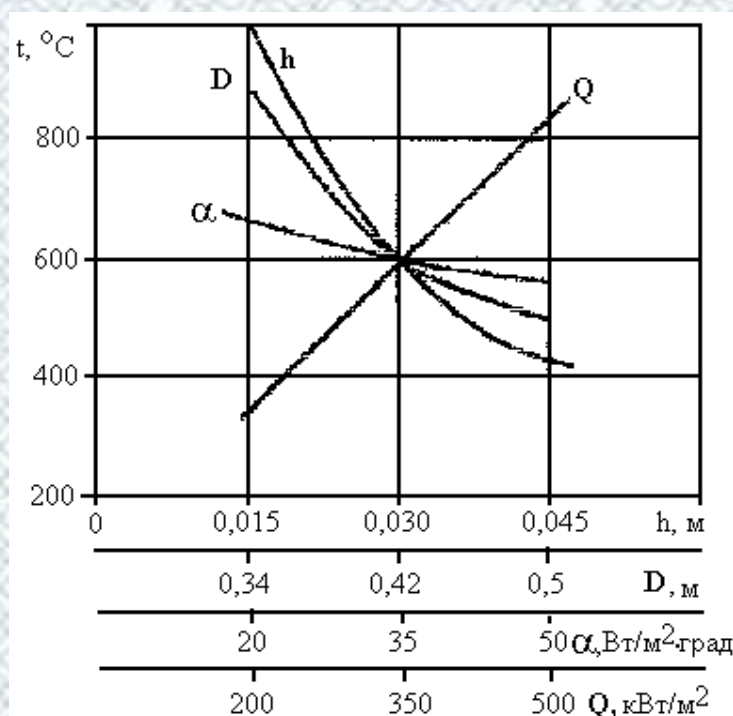


Рисунок 4.18 – Вплив різних чинників на максимальну температуру гальмового диска в кінці попереднього етапу випробувань II

Таблиця 4.14 – Матриця планування експерименту типу 3^3 для дискового гальма $D=0,42$ м та отримані результати

№ з/п	Чинники			Температура, t°С	
	X_1	X_2	X_3	Експериментальна	Теоретична
	Q, кВт/м ²	α , Вт/(м ² ·град).	h, м		
1	200	20	0,015	608	621,7
2	500	20	0,015	1520	1503,9
3	200	50	0,015	521	528,9
4	500	50	0,015	1304	1299,9
5	200	20	0,045	272	271,3
6	500	20	0,045	680	677,1
7	200	50	0,045	258	270,1

Продовження табл. 4.14

№ з/п	Чинники			Температура, t°С	
	X ₁	X ₂	X ₃	Експеримен- тальна	Теоретична
	Q, кВт/м ²	α, Вт/(м ² ·град).	h, м		
8	500	50	0,045	582	564,7
9	350	35	0,030	604	597,7
10	350	20	0,015	1064	1064
11	350	50	0,015	912	915,7
12	350	20	0,045	476	475,5
13	350	50	0,045	408	418,8
14	350	35	0,045	441	441,6
15	350	35	0,015	986	984,4
16	350	50	0,030	559	551,9
17	350	20	0,030	655	654,5
18	500	35	0,030	862	890,6
19	200	35	0,030	317	302,2
20	500	35	0,045	631	615,4
21	200	35	0,015	563	569,9
22	500	35	0,015	1408	1396,4
23	200	35	0,045	252	265,2
24	500	50	0,030	799	817
25	200	20	0,030	345	331,2
26	500	20	0,030	955	975,2
27	200	50	0,030	298	284,2

На основі обробки даних експерименту, наведених в таблицях 4.14-4.15, отримані регресійні формули в кодованих змінних [22]:

- для діаметру диска $D=0,42$ м

$$t = 597,7 + 294,2X_1 - 51,3X_2 - 271,4X_3 - 27,8X_1 \cdot X_2 - 119,1X_1 \cdot X_3 + 22,9X_2 \cdot X_3 - 1,3X_1^2 + 5,5X_2^2 + 115,3X_3^2;$$

- для діаметру диска $D=0,5$ м

$$t = 503,37 + 245,06X_1 - 46,17X_2 - 299,89X_3 - 20,58X_1 \cdot X_2 - 102,92X_1 \cdot X_3 + 42,08X_2 \cdot X_3 - 2,83X_1^2 + 8,17X_2^2 + 84,67X_3^2,$$

$$\text{де } X_1 = \frac{Q-350}{150}; \quad X_2 = \frac{\alpha-35}{15}; \quad X_3 = \frac{h-0,03}{0,015},$$

які дозволяють визначити температуру гальмового диска згадуваних вище діаметрів в кінці попереднього етапу випробувань під час змінювання вибраних чинників в таких діапазонах:

$$Q = 200 \dots 500 \text{ кВт/м}^2; \quad \alpha = 20 \dots 50 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}; \quad h = 0,015 \dots 0,045 \text{ м.}$$

Таблиця 4.15 – Матриця планування експерименту типу 3^3 для дискового гальма $D=0,5$ м та отримані результати

№ з/п	Чинники			Температура, t°C	
	X ₁	X ₂	X ₃	Експериментальна	Теоретична
	Q, кВт/м ²	α, Вт/(м ² ·град).	h, м		
1	500	20	0,015	1316	1274,4
2	200	20	0,015	526	550,2
3	500	50	0,015	1048	1060,5
4	200	50	0,015	419	418
5	500	20	0,045	538	533,1
6	200	20	0,045	215	207,2
7	500	50	0,045	492	474,9
8	200	50	0,045	235	230,7
9	350	20	0,015	922	912,9
10	350	50	0,015	734	739,8
11	350	20	0,045	377	370,8
12	350	50	0,045	345	353,4
13	350	35	0,045	361	358,8
14	350	35	0,015	820	823
15	350	50	0,030	475	462,8
16	350	20	0,030	545	558,1
17	500	35	0,030	728	748,7
18	200	35	0,030	270	279
19	500	35	0,0345	515	500,8
20	200	35	0,015	471	480,8
21	500	35	0,015	1171	1164,2
22	200	35	0,045	211	215,7
23	500	50	0,030	715	724,8
24	200	20	0,030	310	295
25	500	20	0,030	795	820
26	200	50	0,030	250	250,3
27	350	35	0,030	508	507,2

Математичний аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок, що запропонована повноквадратична модель адекватно описує процес, оскільки екстремальна розбіжність між експериментальними та теоретичними даними не перевищує 4,7%.

Таким чином, застосування комп'ютерного моделювання дозволяє поповнити банк даних для теплового розрахунку дискових гальм автомобілів та автобусів та значно скоротити обсяг великовартісних натурних експериментів.

4.5 Висновки до розділу

1. Розв'язанням зворотної задачі теплопровідності методом комп'ютерного моделювання за вислідами стендових випробувань отримано значення коефіцієнтів тепловіддачі, які для методу тривалих гальмувань (випробування II) становлять для дискових гальм $34-36 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

2. Показано, що покращення умов тепловіддачі з ростом $\alpha=20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ до $\alpha=50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ призводить до зниження температур поверхні диска в кінці попереднього етапу випробувань II на 17%, а з врахуванням охолодження (під час розгону АТЗ) перед проведенням основного етапу - на 20%.

3. Показано нелінійний вплив товщини та діаметра диска на його поверхневу температуру. Збільшення товщини диска з 15 мм до 45 мм призводить до зменшення його температури в кінці попереднього та основного етапів випробувань приблизно на 60%. Збільшення ж діаметра диска від 340 до 500 мм призводить до зменшення температур на 45%.

4. Розроблена методика розрахунку теплового балансу дискових гальм на рівномірній сітковій моделі. Показано, що збільшення коефіцієнта тепловіддачі з $\alpha=20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ до $\alpha=50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ призводить до збільшення розсіювань теплоти за час випробувань II з 27% до 49%, а зміна товщини диска від 15 до 45 мм призводить до зменшення цього параметра з 59% до 30%.

5. Математичним плануванням експерименту отримана регресійна залежність для визначення температур поверхонь тертя дискових гальмових механізмів в кінці попереднього етапу II. Показано, що найбільшу нелінійність в досліджувану модель вносять такі чинники, як товщина та діаметр гальмового диска.

6. Застосування комп'ютерного моделювання та математичного планування експериментів дають змогу значно скоротити обсяги великовартісних натурних випробувань гальмових механізмів для отримання бази даних з метою їх концептуального проектування.

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Аналіз умов праці

При проведенні робіт по ТО і ПР автомобілів виникають наступні небезпечні і шкідливі фактори. Небезпечні: рух автомобіля; падіння автомобіля в канаву або з підйомника; падіння агрегатів, вузлів та деталей автомобіля; падіння інструменту; ураження електричним струмом; розлиті на підлогу мінеральні мастила, антифриз, гальмівна рідина.

Шкідливі: відпрацьовані гази; випари бензину, мастила, гальмівної рідини; металевий та абразивний пил; шум; вібрація; підвищена загазованість та задимленість на робочих місцях; недостатнє освітлення.

5.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Санітарні вимоги до приміщення та обладнання.

Приміщення в якому знаходиться зона ТО і ПР відповідає чинним будівельним, санітарним та протипожежним нормам і правилам.

Приміщення дільниці використовується тільки за своїм призначенням - для проведення технічного обслуговування та поточного ремонту автомобілів.

Виробничі відходи, сміття, непридатні деталі й вузли своєчасно прибираються з дільниці для накопичення на спеціально відведених площадках.

Підлога в приміщенні рівна з твердим покриттям (залізобетон), непроникна для ґрунтових вод, без виступів і вибоїн.

Об'єм приміщення, що приходить на одного працюючого:

$$V = \frac{V_{\text{прим}} \cdot K}{N}, \quad (5.1)$$

де $V_{\text{прим}}$ – об'єм приміщення, м³

K – коефіцієнт об'єму, що враховує об'єм обладнання;

N – кількість працюючих.

$$V = 8,6 \text{ м}^3/\text{люд.}$$

Площа приміщення, що приходить на одного працюючого:

$$S = \frac{S_{\text{прим}} - S_{\text{обл}}}{N}, \quad (5.2)$$

де $S_{\text{прим}}$ - площа приміщення, м² ;

$S_{\text{обл}}$ - площа горизонтальної проекції по габаритних розмірах технологічного обладнання, м²

$$S = 22,4 \text{ м}^2/\text{люд.}$$

$$V \geq 15 \text{ м}^3; \quad S \geq 4,5 \text{ м}^2.$$

Тобто, розрахункові показники площі і об'єму знаходяться в межах допустимих норм.

Метеоумови. Оптимальні і допустимі параметри метеоумов для робочої зони виробничих приміщень з урахуванням температури, вологості, важкості виконання робіт і періодів року приведені у таблиці 5.1

Таблиця 5.1 – Допустимі норми температури, відносної вологості і швидкості повітря в робочій зоні ТО і ПР

Період року	Категорія робіт	Температура °С		Відносна вологість, %		Швидкість руху	
		діюча	доп.	діюча	доп.	діюча	доп.
Холодний	Пб	17	15-21	68	не більше 75	0,2	не більше 0,4
Теплий	Середньої важкості Пб	19-25	16-27	При t=24°C 72 При t=25°C 68	Не більше 70 при t=25°C	0,3	0,2-0,5

В зоні ТО і ПР технологічне теплове випромінювання відсутнє. Теплове випромінювання не перевищує 100 Вт/м² при опроміненні 25 % поверхні тіла людини. Нормальні метеорологічні умови в приміщенні дільниці забезпечуються раціональною вентиляцією і опаленням на рівні допустимих значень температури повітря, відносної вологості та швидкості руху повітря.

5.3 Забруднення повітря робочої зони

Для збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці особливе значення має стан повітряного середовища: чистота повітря, метеорологічні умови в приміщенні дільниці.

Шкідливі речовини на дільниці виділяють двигуни внутрішнього згорання в складі відпрацьованих газів, агрегати при роботі автомобіля при їх негерметичності.

Шкідливі речовини, які найбільш часто зустрічаються, їх граничнодопустимі концентрації і порівняння діючих значень наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 - Шкідливі речовини та значення їх ГДК

Назва речовини	ГДК мг/м ²	Діюче значення мг/м ³	Клас не- безпеки	Агрегат- ний стан	Особл. дії на орган
Азотні кислоти	5	1,2	2	П	О
Алюміній та його сплави	2	0,2	4	а	Ф
Бензин паливний	100	74	4	П	
3,4 бенз(а)пірен	0,00015	0,00003	1	П	
ГАС	300	207	2	П	К
Свинець та його неорганічні сполуки	0,007	0,005	1	А	
Толуол	50	41	3	П	
Пил з домішкою двоокису кремнію 2-10%	4	0,8	4	П	

Висновок: діючі значення концентрації шкідливих речовин в повітрі зони не перевищують граничнодопустимі значення.

5.4 Опалення та вентиляція

Опалення передбачається для підтримання температури повітря в робочій зоні в межах санітарно-гігієнічних норм встановлених.

Системи опалення виконуються із умов забезпечення температури повітря в приміщенні в холодний період року на рівні +16°C.

Опалення централізоване, з місцевими нагрівачами, приладами, в якості теплоносія використовується гаряча вода з параметрами 95°C-70°C. Джерелом теплопостачання є котельня.

Нагрівні прилади централізованих систем опалення встановлюються у зовнішніх огорожуючих конструкціях під світовими пройомами.

Для забезпечення нормальних параметрів повітряного середовища, використовується приточно-вентиляційними системами вентиляції з механічним та природнім спонуканням, в холодний період року з підігрівом приточного повітря.

5.5 Освітлення

Природне освітлення забезпечується подвійними вікнами. Коефіцієнт природнього освітлення:

$$e^{IV} = CH^{III} \cdot m \cdot c_K, \quad (5.3)$$

де CH^{III} - нормативне значення коефіцієнтів природнього освітлення;

m - коефіцієнт світлового клімату;

c_K - коефіцієнт сонячності клімату.

$$e^{IV} = 1.0 \cdot 0.9 \cdot 0.75 = 0.675\%.$$

Природне освітлення задовільняє вимоги СНіП II-4-79 (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 - Нормативні та фактичні значення освітленості в зоні ТО і ПР

Приміщення	Площі нормування освітленості і її висоти від рівня підлоги, м	Норма освітленості при загальному (комбінованому освітленні) ЛК	Діюче значення освітлення при загальному (комбінованому освітленні), ЛК
Зона ТО і ПР	підлоги	280 (300)	175 (200)
Оглядові канали	Горизонтальний низ автомобіля	150 (-)	150(-)

Висновок: діючі значення штучного освітлення в зоні ТО і ПР відповідають нормативам.

5.6 Шум та вібрація

В робочій зоні ТО і ПР має місце широкополосний шум, що виходить від роботи двигуна автомобіля та обладнання. Для широкополосного шуму допустимі рівні звукового тиску в октавних полосах частот, рівні звукового тиску на робочих місцях наведені в табл. 3.4.

Таблиця 5.4 - Допустимі рівні шуму на робочих місцях

Робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в активних смугах з частотами, Гц									Рівні звуку і еквівалентні рівні звуку дБ і А	
	31,5	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000	норм	діючі
Зона ТО і ПР	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80	78

Висновок: рівень звуку на робочих місцях зони ТО і ПР знаходиться в допустимих межах.

Слюсар авторемонтник в зоні ТО і ПР підпадає під дію шкідливих вібрацій всю зміну, але тільки тоді, коли працює обладнання та інструмент. В середньому загальній технологічній вібрації за зміну робітник підпадає на протязі 150 хв, а локальній 100 хв.

Визначаємо для такої тривалості допустимі рівні віброприскорення:

$$L_U = 20 \lg a \cdot 10^6 = 20 \lg 0.179 \cdot 10^6 = 105 \text{ дБ}; \quad (5.4)$$

$$L_A = 20 \lg a \cdot 10^6 = 20 \lg 4.8 \cdot 10^6 = 133 \text{ дБ}; \quad (5.5)$$

$$\text{де } a = a_{480} \sqrt{\frac{480}{t}} = 0.1 \sqrt{\frac{480}{150}} = 0.179 \frac{\text{м}}{\text{мс}^2} \text{ - допустиме віброприскорення,}$$

коли загальна вібрація діє 150 хв;

$$a_{480} = 0.1 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \text{ - допустиме віброприскорення, коли загальна вібрація діє 480}$$

хв;

$$a = a_{480} \sqrt{\frac{480}{t}} = 2 \sqrt{\frac{480}{100}} = 4.8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \text{ - допустиме віброприскорення, коли}$$

локальна вібрація діє 100хв за зміну;

$$a_{480} = 0.1 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \text{ - допустиме значення віброприскорення, коли локальна}$$

вібрація діє всю зміну.

Санітарні норми одночисельних показників вібраційного навантаження на робітника при тривалості зміни 8 годин наведено в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 – Допустимі значення вібрації

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дії	Значення	Нормативні коректовані по частоті та еквівалентні коректовані значення			
				Віброприскорення		Віброшвидкість	
				a_n , м/с ²	$L_{ан}$, дБ	V_H 10 ⁻²	L_{vH} , дБ
Локальна	-	X_L, Y_L, Z_L	Норматив	2,0	126	2,0	112
			Фактичне	0÷1,6	10÷110	0÷1,7	0÷100
Загальна	3 тип "а"	X_0, Y_0, Z_0	Норматив	0,10	100	0,20	92
			Фактичне	0,06÷0,08	60÷80	0,04÷0,12	30÷70

На дільниці рівні шуму та вібрації знаходяться в допустимих межах і загрозу здоров'я працюючих не створюють, це було досягнуто раціональним акустичним рішенням планування будівлі, раціональним розміщенням і обладнанням технологічних машин і механізмів, раціональним розміщенням робочих місць, режимом руху транспортних засобів.

Для захисту працюючих від вібрації при роботі підйомника в його приводі застосовані віброізолюючі подушки, двигун підйомника кріпиться до рами через гумові віброгасники.

5.7 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

Для захисту працівників від дії небезпечних виробничих факторів (НВФ) в зоні ТО і ПР передбачено таке:

- занулення всіх неструмонесучих частин обладнання;
- встановлення захисного вимикання;
- ізоляція та прокладки всіх електрокабелів в металевих трубах;
- огороження оглядових каналів ребордами;
- при роботі з підйомником встановлення упорів під піднятий автомобіль;

- при ремонті гідросистеми автомобіля самоскида при піднятому кузові встановлення упорів;
- зняття і встановлення вузлів і агрегатів вагою більш 20 кг за допомогою спеціальних приладів;
- під автомобіль встановлений на пост обслуговування, встановлення не менше як двох упорів під колеса і загальмовування стоянковими гальмами;
- негайне прибирання розлитих рідин;
- встановлення на рульове колесо таблички з надписом "Двигун не запускати. Працюють люди";
- при обслуговуванні автомобіля за допомогою підйомника вивішення, то на органи керування підйомником вивішується табличка з надписом : "Не вмикати. Працюють люди";
- слюсарями авторемонтниками працюють особи віком старші 18 років, які пройшли спеціальне навчання і інструктаж з ТБ та ОП;
- ресори знімають тільки після їх розвантаження за допомогою підйомників;
- обслуговування та ремонт транспортних засобів повинен проводитися на спеціально відведених ділянках, робочих місцях (постах), які оснащені необхідним устаткуванням, пристроями, інструментом;
- не перевищувати норми при установці автомобілів в кількості, не порушувати спосіб розташування і не зменшувати відстань між транспортними засобами і елементами будівлі;
- забороняється прокручувати карданний вал за допомогою монтажною лопатки або інших предметів.

5.8 Електробезпека

Приміщення зони ТО і ПР за класифікацією відноситься до особливо небезпечних. Оскільки там є такі чинники небезпечних факторів:

- струмопровідна підлога;

- можливість одночасного дотику до корпусів обладнання та заземлених частин;

- наявність хімічно-активних речовин спроможних роз'їдати ізоляцію.

Враження електричним струмом може статися в результаті:

- випадкового дотику до струмонесучих частин, які знаходяться під напругою;

- виникнення напруги на металевих конструкціях електрообладнання (корпусах, кожухах тощо) внаслідок пошкодження ізоляції;

- порушення правил безпечної експлуатації електроустановок.

Згідно з ГОСТ 12.1.013-78 повинні бути виконані наступні вимоги:

- струмопровідні частини повинні бути ізольовані, огорожені або розміщені в місцях недоступних для доторкання до них;

- світильники загального освітлення приєднанні до джерела живлення (електромережі) напругою 220В повинні встановлюватись на висоті не менше 2.5 м від рівня підлоги. В нашому випадку в зоні ТО і ПР вони розміщені на висоті 4.3 м;

- світильники місцевого освітлення та в оглядових канавах повинні приєднуватись до мережі напругою не більше 42 В;

- під час роботи ручними машинами без подвійної ізоляції, для захисту працюючих від ураження електричним струмом застосовують захисно-вимикаючі автоматичні пристрої, які автоматично відключають електроінструмент від мережі у випадку виникнення аварійної ситуації.

5.9 Висновки до розділу

В даному розділі проаналізовані умови праці, запропоновані організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи, розраховані показники забруднення повітря робочої зони, параметри опалення, вентиляції, освітлення, шуму і вібрації.

ВИСНОВКИ

За результатами виконання роботи можна сформулювати наступні висновки:

1. Після дослідження сильних і слабких сторін підприємства запропоновано розширення переліку послуг, що надаються як приватному бізнесу так і клієнтам з приватного сектору, для чого необхідно придбати бувший у користуванні автомобіль-цистерну асенізаційну КАМАЗ 53213 К0-505, враховуючи вільні площі території зони стоянки технічно-справного транспорту є можливість створення платної стоянки для автомобілів приватних осіб та підприємств.

2. Підібрано та систематизовано початкові дані для розроблення алгоритму розрахункової теплової моделі дискового гальма при гальмуваннях.

3. Розв'язанням зворотної задачі теплопровідності методом комп'ютерного моделювання отримано значення коефіцієнтів тепловіддачі (для дискових гальм $34-36 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$). Можна також стверджувати, що покращення умов тепловіддачі з ростом $\alpha=20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ до $\alpha=50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ призводить до зниження температур поверхні диска в кінці попереднього етапу випробувань II на 17%, а з врахуванням охолодження (під час розгону АТЗ) перед проведенням основного етапу - на 20%.

4. Досліджено розподіл поверхневих температур по радіусу диска при різних його товщинах. Виявлено, що тільки на 4-ій хвилині випробувань помітний прогрів диска поза зоною тертя за рахунок кондуктивного теплообміну.

5. Отримано дані, що збільшення товщини диска з 15 мм до 45 мм призводить до зменшення його температури в кінці попереднього та основного етапів випробувань приблизно на 60%. Збільшення ж діаметра диска від 340 до 500 мм призводить до зменшення температур на 45%.

6. Запропонована методика розрахунку теплового балансу дискових гальм на рівномірній сітковій моделі. Показано, що збільшення коефіцієнта тепловіддачі з $\alpha=20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ до $\alpha=50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ призводить до збільшення розсіювань теплоти за час випробувань II з 27% до 49%, а зміна товщини диска від 15 до 45 мм призводить до зменшення цього параметра з 59% до 30%.

7. В роботі отримана регресійна залежність для визначення температур поверхонь тертя дискових гальмових механізмів в кінці попереднього етапу дослідження. Показано, що найбільшу нелінійність в досліджувану модель вносять такі чинники, як товщина та діаметр гальмового диска.

8. Також проаналізовані умови праці, запропоновані організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи, розраховані показники забруднення повітря робочої зони, параметри опалення, вентиляції, освітлення, шуму та вібрації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Біліченко В.В. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи для студентів спеціальності 274 – Автомобільний транспорт усіх форм навчання / Уклад. В. В. Біліченко, А. А. Кашканов, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 54 с.

2. ДСТУ 3649-97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. Введ. 01.01.99 р. - К.: Вид-во стандартів, 1997. - 18 с.

3. Павленко В.М. Використання бази знань для визначення технічного стану автомобілів при технічному обслуговуванні і ремонті / Павленко В.М., Кужель В.П., Джузь М.І. // Матеріали XIV міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту” 25-27 жовтня 2021 р., Вінниця ВНТУ – С. 177 – 180.

4. Кужель В.П. Еволюційні зміни форм кузова легкових автомобілів останніх десятиліть / Кужель В.П., Буда А.Г., Джузь М.І. // Матеріали XIV міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту” 25-27 жовтня 2021 р., Вінниця ВНТУ – С. 128 – 131.

5. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.

6. Гудз Г.С. Расчетный модуль для исследования температурных полей в дисковых тормозах автотранспортных средств / Г.С. Гудз, О.Л. Коляса, А.Г. Тарапон // Збірник наукових праць Ін-ту проблем моделювання в енергетиці НАНУ: Моделювання та інформаційні технології. – К., 2001. – Вип. 8. – С. 45-50.

7. A09216 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://isuzu.com.ua/en/models/models-buses/buses/a09216> - Назва з екрана.

8. Ataman A09216 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://autoregion.com.ua/product/ataman-a09216/> - Назва з екрана.

9. Федосов А.С. Совершенствование методов расчета и конструкций тормозных систем легковых автомобилей: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. - Харьков, 1994. - 41 с.

10. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И., Кирчатый В.И. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. - Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 2000. - 472 с.

11. Семерак В.С., Євтушенко О.О. Визначення середньої температури та зносу поверхні тертя під час гальмування // Доповіді Національної акад. наук України, 2000, № 4. - С. 66-72.

12. Правила № 13 ЕЭК ООН. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. - Женева, 1979. - 15 с.

13. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под ред. А.И.Гришкевича. - М.: Машиностроение, 1984. - 264 с.

14. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций и элементы расчета. - М.: Машиностроение, 1989. - 304 с.

15. Гудз Г.С. Методика компьютерного моделирования трехмерных температурных полей в дисковых тормозах / Г.С. Гудз, Н.М. Остащук, А.Г. Тарапон // Збірник наукових праць Ін-ту проблем моделювання в енергетиці НАНУ. – К., 2002. – Вип. 16. – С. 95-99.

16. Решетников Е.Б. Исследование автомобильных дисковых тормозов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Харьков: Харьковский автомобильно-дорожный институт, 1972. - 19 с.

17. Гудз Г.С. Тепловий розрахунок автомобільних дискових гальм на типових режимах випробувань / Г.С. Гудз [та ін.]. – Львів : Вид-во "Ліга-Прес", 2007. – 128 с.

18. Гудз Г.С. Теплова модель дискового гальмового механізму автомобільного колеса / Гудз Г.С., Коляса О.Л., Яворський Я.П. // Матеріали

международной научно-технической конференции «Новые технологии в машино-приборостроении и на транспорте». - Севастополь: Изд-во Сев. ГТУ, 10-14.09.2001. - С. 296-301.

19. Отраслевой стандарт автомобилестроения «Тормозные свойства автотранспортных средств». Методы испытаний ОСТ 37.001.067-86. - М.: МАП. - 62 с.

20. Коздоба Л.А., Круковский П.Г. Методы решения обратных задач теплопереноса. - К.: Наук. думка, 1982. - 360 с.

21. Тарапон А.Г., Сорокин Н.А., Тернавский В.О. Программный комплекс для моделирования процессов тапломассопереноса при аварийных ситуациях // Методы и средства компьютерного моделирования. Сб. - К.: Изд-во ИПМЭ НАНУ, 1997. - С. 58-60.

22. Дем'янюк В.А. Дослідження розподілу температур у барабанному гальмовому механізмі з використанням методу скінчених елементів // Вісн. ДУ «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин та приладів. - Львів: ДУ «Львівська політехніка», 1997, № 323. - С.82-86.

23. Балан С.О., Гончарова О.Є., Становська Т.П. Моделювання теплового режиму гальмових систем // Зб. наук. праць асоціації «Автобус». Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. - Львів, 2000, вип. 4. - С. 18-21.

24. Вольченко А.И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств. Автореф. дис. ... докт. техн. наук. Ленинград, Ленинградский политехнический институт, 1988. - 34 с.

25. Яворський Я.П. Визначення впливу тепловіддачі на тепловий баланс дискових гальм при тривалих гальмуваннях. Зб. наук. пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ. - К., 2002, вип. 15. - С. 3-7.

ДОДАТКИ



Додаток А

Вінницький національний технічний університет
 Факультет машинобудування та транспорту
 Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

ПОГОДЖЕНО

Керівник або заступник

(назва підприємства або ініціали та _____
 прізвище)

(підпис)

« _____ » _____ 20__ р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри АТМ

к.т.н., доц. С.В. Цимбал

« _____ » _____ 20__ р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ**на виконання магістерської кваліфікаційної роботи**

на тему: Підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал" комунального підприємства "Вінницяоблводоканал" за рахунок контролю температурних режимів гальмівних механізмів коліс

08-29.МКР.104.00.000.ТЗ

Науковий керівник: к.т.н., доцент кафедри АТМ

наук. ступінь, вчене звання (посада)

Кужель В.П.
(підпис) (прізвище, ініціали)Студент групи 1АТ-20м
назва групиДжунь М.І.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Вінниця 2021 р.

1. Підстава для виконання магістерської кваліфікаційної роботи (МКР)

наказ № 277 по ВНТУ від «24» вересня 2021 р. про затвердження теми МКР.

2. Мета і призначення магістерської кваліфікаційної роботи

Магістерська кваліфікаційна роботи призначена для підвищення експлуатаційної надійності автомобілів.

Мета роботи: підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал" комунального підприємства "Вінницяоблводоканал" за рахунок контролю температурних режимів гальмівних механізмів коліс при тривалих режимах їх роботи.

Для виконання МКР необхідно розв'язати такі задачі:

- виконати науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал";
- дослідити типові режими випробувань і теплові моделі гальмівних механізмів автомобільних коліс;
- провести енергетичний аспект процесу гальмування та запропонувати методику проведення експериментальних досліджень;
- навести результати дослідження впливу різних чинників на температурний режим та тепловий баланс дискових гальмівних механізмів;
- розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

3. Вихідні дані для написання магістерської кваліфікаційної роботи

Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; рухомий склад транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал", форма власності: комунальна; об'єкт дослідження – робочі процеси теплонавантаженості гальмівних механізмів коліс автомобіля; предметом дослідження є залежність процесів

теплопередачі та впливу різних чинників на температурні режими дискових гальм, які визначають їх енергоємність.

4. Виконавець МКР – Джузь Микола Іванович, ст. гр. 1АТ-20м.

5. Вимоги до виконання МКР

В процесі виконання магістерської кваліфікаційної роботи потрібно – провести дослідження внутрішніх сильних і слабких сторін транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал" комунального підприємства "Вінницяоблводоканал", варіантний пошук раціональної структури рухомого складу підприємства за допомогою моделювання величини попиту на транспортні послуги. Проведені дослідження впливу різних чинників на тепловий баланс дискового гальма; досліджено вплив умов тепловіддачі дискових гальм на їх температурний режим; проаналізовано вплив конструктивних чинників на температурний режим дискових гальм; запропоновані регресійні формули для теплового розрахунку дискових гальм.

6. Етапи МКР і терміни їх виконання

Етапи МКР	Зміст етапу	Термін виконання	Очікувані результати
Вибір напрямку дослідження	<ul style="list-style-type: none"> Добір, вивчення та узагальнення наукової та статистичної інформації Розгляд можливих напрямів досліджень та їх оцінювання Вибір напрямку дослідження Обґрунтування прийнятого напрямку дослідження Розроблення, погодження і затвердження ТЗ на МКР 	27.09-04.10.2021	розгорнутий план МКР
Основна частина роботи	<ul style="list-style-type: none"> Науково-технічне обґрунтування необхідності підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу транспортного підрозділу дочірнього підприємства "Хмільникводоканал" 	05.10-12.10.2021	Розділ 1
	<ul style="list-style-type: none"> Типові режими випробувань і теплові моделі гальмівних механізмів автомобільних коліс 	13.10-31.10.2021	Розділ 2
	<ul style="list-style-type: none"> Енергетичний аспект процесу гальмування та методика проведення експериментальних досліджень 	01.11-07.11.2021	Розділ 3

	<ul style="list-style-type: none"> • Результати дослідження впливу різних чинників на температурний режим та тепловий баланс дискових гальмівних механізмів 	08.11-15.11.2021	Розділ 4
	<ul style="list-style-type: none"> • Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях 	08.11-21.11.2021	Розділ 5
	<ul style="list-style-type: none"> • Складання висновків за результатами досліджень 	16.11-30.11.2021	Висновки МКР
Узагальнення результатів досліджень, підготовка до захисту роботи	<ul style="list-style-type: none"> • Узагальнення результатів теоретичних та аналітичних досліджень та написання доповіді на захист МКР • Оформлення ілюстративного матеріалу, реферату, підготовка презентації МКР в редакторі Microsoft Office PowerPoint. • Одержання відзиву наукового керівника та відгука опонету 	01.12-08.12.2021	Ілюстративний матеріал, презентація

7. Очікувані результати

На основі одержаних наукових результатів отримати практичні рекомендації з вибору раціональних параметрів конструкції і режимів роботи гальмівних механізмів, запропоновано рекомендації з вибору і контролю оптимальних температурних режимів дискових гальм, запропоновані оптимальні режими роботи під навантаженням за рахунок взаємозв'язків між теплонавантаженістю дискових гальмових механізмів, раціональними параметрами їх конструкції і режимами роботи з метою мінімізації їх температурного режиму.

8. Матеріали, які подають після завершення написання МКР та її етапів

Переплетена пояснювальна записка магістерської кваліфікаційної роботи; графічний матеріал; відгук керівника; рецензія зовнішнього опонента.

9. Порядок приймання МКР та її етапів

Результати магістерської кваліфікаційної роботи розглядаються на процентовках керівником роботи та завідувачем кафедри відповідно до етапів роботи та термінів їх виконання; проводиться попередній захист роботи та офіційний захист магістерської кваліфікаційної роботи.

Дата початку роботи – 27 вересня 2021 р.

Граничний термін закінчення робіт – 8 грудня 2021 р.

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ РУХОМОГО СКЛАДУ
ТРАНСПОРТНОГО ПІДРОЗДІЛУ ДОЧІРЬОГО ПІДПРИЄМСТВА
"ХМІЛЬНИКВОДОКАНАЛ" КОМУНАЛЬНОГО ПІДПРИЄМСТВА
"ВІННИЦЯОБЛВОДОКАНАЛ" ЗА РАХУНОК КОНТРОЛЮ
ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ КОЛІС**

