

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Кафедра: «Локомотиви»

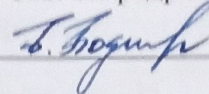
Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Освітня програма: «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. Кафедрою «Локомотиви»



Борис БОДНАР

« 20 »

01

2023 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу магістра
студенту групи ІН2226
Лабецького Василя Вікторовича

1. Тема кваліфікаційної роботи: **Удосконалення системи змащування моторно-осьових підшипників локомотивів**

Керівник роботи: Кислий Дмитро Миколайович, к.т.н.

Затверджена наказом по університету від «28» квітня 2023 р. №360ст

2. Строк подання студентом роботи: «12» січня 2024 р.

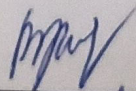
3. Вихідні дані до роботи: маса тягового електродвигуна 33,5 кН; довжина централі тепловоза серії 2ТЕ116 – 468,8 мм; відстань від точки підвішування тягового двигуна до рами візка до осі обертання якоря тягового двигуна – 481 мм.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):
- 4.1 Огляд та аналіз методів змащення моторно-осьових підшипників
 - 4.2 Методика розрахунку та моделювання напружень у моторно-осьових підшипниках
 - 4.3 Оцінка режимів тертя і змащування у підшипниках моторно-осьового підвішування ТЕД локомотивів
 - 4.4 Удосконалення системи змащування моторно-осьового вузла колісно-моторного блока локомотива

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

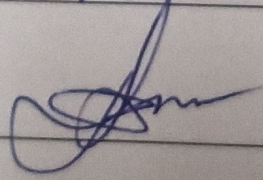
№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Обсяг розділу, %	Рекомендована кількість слайдів
1	Огляд та аналіз методів змащення моторно-осьових підшипників	25	4
2	Методика розрахунку та моделювання напружень у моторно-осьових підшипниках	25	3
3	Оцінка режимів тертя і змащування у підшипниках моторно-осьового підвішування ТЕД локомотивів	25	4
4	Удосконалення системи змащування моторно-осьового вузла колісно-моторного блока локомотива	25	5

Студент



Василь ЛАБЕЦЬКИЙ

Керівник роботи



Дмитро КИСЛИЙ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ
НАЦІОНАЛЬНА ШКОЛА МАЙСТЕРНОСТІ І ПРОФЕСІЙ
CNAM, ФРАНЦІЯ

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав. кафедрою _____ Борис БОДНАР

“ _____ ” _____ 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: **“Удосконалення системи змащування моторно-осьових
підшипників локомотивів”**

за освітньою програмою: **“Інтероперабельність і безпека на залізничному
транспорті”**

зі спеціальності 273 **“Залізничний транспорт”**
галузі знань 27 **“Транспорт”**

Виконав: студент групи **ІН2226**

_____ Василь ЛАБЕЦЬКИЙ

Керівник _____ Дмитро КИСЛИЙ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Дніпро, 2024

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES
NATIONAL SCHOOL OF SKILLS AND PROFESSIONS
CNAM, FRANCE

EXPLANATORY NOTE
to Master's Thesis

master

on the topic: “**Improvement of the lubrication system of engine-axle
bearings of locomotives**”

according to educational curriculum: “*Interoperability and safety in rail transport*”
in the Speciality 273 “*Railway transport*”
field of knowledge 27 “*Transport*”

Done by the student of the group *IN2226*:

Vasyl LABETSKYI

Scientific Supervisor: Dmytro KYSLYI

Dnipro, 2024

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Кафедра: *«Локомотиви»*

Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Освітня програма: *«Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»*

Спеціальність: *273 «Залізничний транспорт»*

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. Кафедрою «Локомотиви»

_____ Борис БОДНАР

«____» _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу магістра
студенту групи ІН2226
Лабецького Василя Вікторовича

1. Тема кваліфікаційної роботи: **Удосконалення системи змащування моторно-осьових підшипників локомотивів**

Керівник роботи: Кислий Дмитро Миколайович, к.т.н.

Затверджена наказом по університету від «28» квітня 2023 р. №360ст

2. Строк подання студентом роботи: «12» січня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: маса тягового електродвигуна 33,5 кН; довжина централі тепловоза серії 2ТЕ116 – 468,8 мм; відстань від точки підвішування тягового двигуна до рами візка до осі обертання якоря тягового двигуна – 481 мм.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):
- 4.1 Огляд та аналіз методів змащення моторно-осьових підшипників
 - 4.2 Методика розрахунку та моделювання напружень у моторно-осьових підшипниках
 - 4.3 Оцінка режимів тертя і змащування у підшипниках моторно-осьового підвішування ТЕД локомотивів
 - 4.4 Удосконалення системи змащування моторно-осьового вузла колісно-моторного блока локомотива

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Обсяг розділу, %	Рекомендована кількість слайдів
1	Огляд та аналіз методів змащення моторно-осьових підшипників	25	4
2	Методика розрахунку та моделювання напружень у моторно-осьових підшипниках	25	3
3	Оцінка режимів тертя і змащування у підшипниках моторно-осьового підвішування ТЕД локомотивів	25	4
4	Удосконалення системи змащування моторно-осьового вузла колісно-моторного блока локомотива	25	5

Студент _____ Василь ЛАБЕЦЬКИЙ

Керівник роботи _____ Дмитро КИСЛИЙ

РЕФЕРАТ

Магістерська дипломна робота на тему «Удосконалення системи змащування моторно-осьових підшипників локомотивів» у загальному обсязі 63 аркуші розрахунково-пояснювальної записки та складається з 4 розділів. Робота містить 18 ілюстрацій, 12 таблиць та список літературних джерел з 21 найменування.

Об'єктом дослідження в роботі є моторно-осьовий підшипник. Метою роботи є підвищення ресурсу МОП локомотивів шляхом комплексної модернізації їх системи змащення, що передбачає застосування насосної циркуляційної подачі осьового мастила. Предмет дослідження – гідродинамічні процеси змащування.

У роботі виконано огляд та аналіз систем змащування моторно-осьових підшипників локомотивів, розглянуто методи змащування моторно-осьових підшипників локомотивів, виконано оцінку розробок з підвищення ресурсу моторно-осьових підшипників, проаналізовано вплив електростатичної обробки мастила на процес змащення й розглянули фізичне моделювання зношування моторно-осьового підшипника тепловоза. Вказано, що існуючі системи змащення МОП локомотивів мають ряд недоліків, які обмежують їх ресурс.

Такі недоліки запропоновано усунути шляхом удосконалення системи змащення, яке полягає у організації примусової циркуляції осьового мастила.

Для можливості прогнозування роботи МОП в роботі розглянули методику розрахунку та виконано моделювання напружень у моторно осьових підшипниках.

Для удосконалення системи змащування моторно-осьового вузла колісно-моторного блока локомотива виконано оцінку режимів тертя і змащування у підшипниках моторно-осівого підвішування ТЕД локомотивів.

В роботі запропоновано нове конструктивне рішення моторно-осьового підшипника ковзання з підвищеною площею контакту і поліпшеним ущільненням робочої поверхні й системою примусового змащування поверхонь тертя, що враховує недоліки існуючих систем. Запропонована будова моторно-осьового

підшипника ковзання локомотива з можливістю застосування примусової системи змащення робочих поверхонь має забезпечити більш якісне змащування на режимах низьких швидкостей руху при збереженні оптимальних режимів змащування на великих швидкостях, що в свою чергу має поліпшити надійність МОП, зменшити кількість непланових ремонтів та експлуатаційних витрат у локомотивному господарстві.

Ключовими словами в магістерській дипломній роботі є:

ЛОКОМОТИВ, МОТОРНО-ОСЬОВИЙ ПІДШИПНИК, МОП, МОДЕРНІЗАЦІЯ, УДОСКОНАЛЕННЯ, ЦИРКУЛЯЦІЯ, СИСТЕМА ЗМАЩЕННЯ, ТЕРТЯ, ОСЬОВЕ МАСТИЛО.

					0032.226556.000.04КР.ПЗ	
						5

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗМАЩЕННЯ МОТОРНО-ОСЬОВИХ ПІДШИПНИКІВ	9
1.1 Аналіз методів змащування моторно-осьових підшипників локомотивів	9
1.2 Огляд розробок з підвищення ресурсу моторно-осьових підшипників.....	17
1.3 Аналіз впливу електростатичної обробки мастила на процес змащення моторно-осьових підшипників	24
1.4 Фізичне моделювання зношування моторно-осьового підшипника тепловоза	28
2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНЬ У МОТОРНО-ОСЬОВИХ ПІДШИПНИКАХ	36
2.1 Вибір математичної моделі для розрахунку напружень у корпусі моторно-осьових підшипників	36
2.2 Методика розрахунку напружень у складових частинах моторно-осьового підшипника.....	37
3 ОЦІНКА РЕЖИМІВ ТЕРТЯ І ЗМАЩУВАННЯ У ПІДШИПНИКАХ МОТОРНО-ОСЬОВОГО ПІДВІШУВАННЯ ТЕД ЛОКОМОТИВІВ	45
4 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ МОТОРНО-ОСЬОВОГО ВУЗЛА КОЛІСНО-МОТОРНОГО БЛОКА ЛОКОМОТИВА	55
ВИСНОВКИ	61
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	63

					0032.226556.000.04КР.ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Ладецький			Удосконалення системи змащування моторно-осьових підшипників локомотивів		Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Кислий					н	6	65
Реценз.							УДУНТ, зр. ІН2226		
Н. Контр.		Колодій							
Затверд.		Баднар							

ВСТУП

Опорно-осьовий привід, що набув широкого поширення на тяговому рухомому складі сучасних вітчизняних залізниць, простий, має низьку вартість виготовлення, має високу ремонтпридатність і невибагливий в експлуатації. У той же час, моторно-осьові підшипники (МОП), які використовуються в опорно-осьовому тяговому приводі, мають ряд істотних недоліків.

МОП належать до тих вузлів локомотивів, які значну частину загального ресурсу часу експлуатується в режимах граничного й змішаного тертя, що в цілому характеризує їх як вузли з важкими умовами навантаження.

За даними аналізу технічного стану локомотивного парку мережі залізниць нашої країни протягом останніх років, загалом близько 5% заходів на непланові ремонти електровозів і 3% тепловозів припадало на несправності моторно-осьового підшипникового вузла. Це призводить до збоїв у графіку руху. Крім того, приналежність цього вузла до числа тих, що визначають безпеку руху на залізницях, потребує збільшення ресурсу та підвищення рівня надійності його роботи.

Досвід впровадження підшипників кочення в моторно-осьові підшипникові вузли не знайшов поширення, що пов'язано з перевищенням габаритів тягового приводу, а також з неможливістю огляду підшипникового вузла в експлуатації без розпресування осі колісної пари.

Аналіз виявлених недоліків дозволяє виділити три основні напрями робіт з удосконалення моторно-осьового підшипникового вузла тягового електродвигуна локомотива:

- роботи зі збільшення несучої здатності нижнього вкладиша МОП у зоні вікна для підведення мастила;
- розробка технічного рішення щодо поєднання підшипників кочення та ковзання в опорно-осьовому підшипниковому вузлі;
- пошук нових прийомів змащування шийки осі колісної пари в існуючій конструкції МОП ковзання.

Об'єктом дослідження в роботі є моторно-осьовий підшипник. Метою

					0032.226556.000.04КР.ПЗ	
						7

роботи є підвищення ресурсу МОП локомотивів шляхом комплексної модернізації їх системи змащення, що передбачає застосування насосної циркуляційної подачі осьового мастила. Предмет дослідження – гідродинамічні процеси змащування.

					0032.226556.000.04КР.ПЗ	
						8

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗМАЩЕННЯ МОТОРНО-ОСЬОВИХ ПІДШИПНИКІВ

1.1 Аналіз методів змащування моторно-осьових підшипників локомотивів

Практика експлуатації локомотивів показала, що значна доля їх відмов пов'язана із відмовами колісно-моторного блоку, а саме із-за моторно – осьових підшипників (МОП). Такі відмови спричинені недостатньою працездатністю МОП в екстремальних умовах (високих динамічних навантажень, зимовий період роботи тощо). Більшість локомотивів, що експлуатуються на залізницях України, мають індивідуальний тяговий привод. Як відомо, такий привод має і переваги і недоліки. Розглянемо найбільш розповсюджені конструкції підвішування тягових електродвигунів. На сьогоднішній день використовують два способи підвішування тягових двигунів: опорно-осьовий та опорно-рамний. При цьому опорно-осьове підвішування отримало найбільше розповсюдження [1], рис. 1.1.

При такому способі підвішування частина навантаження від ваги електродвигуна 1 (приблизно половина) та реактивна сила передаються через МОП 3 на вісь колісної пари 4, а інша частина ваги через пружні елементи 5 на раму ходового візка 2. Така схема підвішування приводить до перекосу остова двигуна у випадку зносу вкладишів МОП. Цьому сприяють динамічні навантаження, які виникають від взаємодії колеса із стиками рейок при русі локомотива.

Для зменшення зносу МОП та втрат на тертя використовують різні за способом подачі мастила системи змащення: з постійним рівнем мастила в робочій камері, гнотові та примусові системи. Розглянемо конструкції, недоліки та переваги кожної з них.

Перша система забезпечує постійний рівень мастила в робочій камері МОП, рис. 1.2. Вона встановлена на більшості електровозів [2], наприклад, в електровозах ВЛ11М, які працюють у великій кількості на Українських залізницях. Осьове мастило до шийки 1 та вкладишів 2 і 3 підводиться з камер 4 та 5 капілярним способом крізь підбивку 6, сплетену зі спеціальної

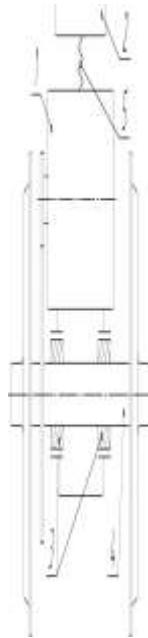


Рисунок 1.1 – Схема опорно-осьового підвішування тягового двигуна
1 – електродвигун; 2 – рама ходового візка; 3 – МОП; 4 – вісь колісної пари; 5 – пружні елементи

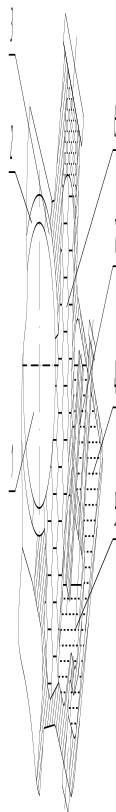


Рисунок 1.2 – Система змащення МОП з постійним рівнем:
1 – шийка; 2, 3 – вкладиші; 4, 5 – робочі камери; 6 – підбивка; 7 – ніпель

довговолокнистої пряжі апаратного прядіння № 6/3 [2]. В камері 5 підтримується надлишковий тиск 200-300 кПа. Постійний рівень мастила забезпечує ніпель 7.

Така система змащення має наступні суттєві недоліки:

- виникає необхідність підтримки постійного рівня мастила у верхній камері 4, оскільки його зменшення може привести до критичного рівня, при якому необхідний режим змащення не забезпечується.

- перепускна спроможність підбивки 6 залежить від її якості, структури, властивостей і забрудненості мастила. Наявність в мастилі надмолекулярних структур і часток забруднень призводить до зменшення пропускної здатності підбивки;

- Капілярний ефект підбивки залежить від в'язкісно-температурної характеристики мастила. Ефективність змащення МОП зменшується при експлуатації в зимовий періоду, а також в моменти пуску локомотива, коли в'язкість мастила достатньо висока;

- витратна характеристика підбивки не зможе забезпечити перевід МОП у режим гідродинамічного змащення, тому більшу частину часу він працює при граничному змащенні, що інтенсифікує процес зношування вкладиша та шийки в зоні навантаження;

- змащувальний матеріал підводиться до шийки в зону максимальних навантажень, що обмежує потрапляння мастила в зазор між рухомою шийкою та нерухомим вкладишем;

- відсутність циркуляції мастила не забезпечує потрібного її охолодження, що також негативно впливає на процеси тертя і зношування в МОП.

В гнотовій системі (рис. 1.3) підвід мастила до шийки 1 і вкладиша 2 забезпечує польстерний пристрій 3, який уявляє собою пакет гнотів, які утримується та спрямовується спеціальним механізмом 4. Пристрій 3 більшою своєю частиною занурений у масляну ванну, а іншим кінцем крізь польстерне вікно нижнього вкладиша 2 змочує мастилом поверхню шийки 1. Для забезпечення зусилля притискання гнів до шийки на рівні 40-60 Н механізм 4 польстерного пристрою має пружинний блок. Рівень мастила в польстерній

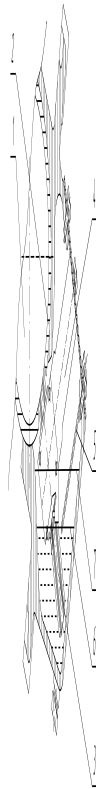


Рисунок 1.3 – Гнотова система змащення МОП:

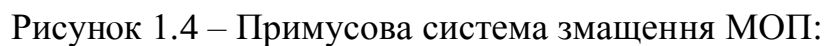
1 – шийка; 2 – вкладиші; 3 – польстер; 4 – польстерний механізм; 5 – щуп; 6, 7 – позначки рівня мастила

камері контролюється щупом 5. Мінімальному та максимальному рівням відповідають позначки 6 та 7 [3].

Гнотова система змащення МОП розповсюджена в системах змащення маневрових тепловозів ТЕМ2 та його модифікацій [4]. Експлуатація таких систем виявила ряд недоліків, до яких відносяться практично всі перелічені недоліки, притаманні системі з постійним рівнем. Основним з них є забруднення капілярів механічними домішками осьового мастила, особливо в зимовий період. Це приводить до неможливості забезпечення гідродинамічного змащення МОП та прискоренню його зносу.

Примусова або циркуляційна система змащення (рис. 1.4) встановлена на тепловозах 2ТЕ116 та 2ТЕ10У, які експлуатуються в теперішній час [1].

Подача мастила в такій системі відбувається за рахунок шестеренного насоса 4, що забезпечує її циркуляцію по замкнутому колу. Тяговий двигун



кріпиться до вісі колісної пари на двох МОП. Ці підшипники знаходяться в корпусі маслозбірника 3, де також розташовані дві польстерні камери 7, по одній на кожний МОП. Насос нагнітає мастило із маслозбірника до польстерних камер, привод валу насоса відбувається від зубчатого колеса колісної пари. Коли рівень мастила знаходиться між позначками 8 і 9 мастило змащує шийку крізь польстерне вікно 11. Коли рівень падає нижче позначки 8 шийка змащується капілярним способом за допомогою польстера 10, протилежний кінець якого занурений у мастило в польстерній камері.

Примусова система змащення МОП має переваги перед іншими системами, основна з яких є вільне змащення шийки протягом тривалого періоду роботи

локомотива, коли рівень мастила в польстерній камері перекриває польстерне вікно вкладиша. Це сприяє більш інтенсивному змащенню, відводу теплоти від навантаженої зони, як наслідок зменшує знос МОП. Незважаючи на існуючі переваги, примусова система також має суттєві недоліки. Тут слід відзначити, що витратна характеристика цієї системи забезпечує реалізацію гідродинамічного змащення починаючи з швидкості руху локомотива 20-25 км/год [1].

Це пов'язано з тим, що привод насоса не є автономним, а залежить від швидкості обертання зубчатого колеса колісної пари. При менших швидкостях руху локомотива, тобто у періоди розгону та гальмування, змащення МОП відбувається лише за рахунок польстерного пристрою, який має усі недоліки ґнотових систем змащення, тобто на цих режимах руху має місце граничне змащення МОП.

Аналіз складу локомотивного парку Укрзалізниці показав, що найчастіше розповсюджено в локомотивах використовують чотири марки тягових електродвигунів (табл. 1.1). МОП цих двигунів відрізняються один від іншого як розмірами, так і типом системи змащення [5].

Таблиця 1.1 – Основні параметри розповсюджених тягових електродвигунів та їх МОП

Параметр	Значення параметру			
Марка двигуна	ТЛ-2К1 – електровози	ЕД107А – маневрові тепловози	ЕД118А – маневрові тепловози	ЕД118Б – магістральні тепловози
Маса двигуна, кг	5000	3100	3100	3350
Діаметр моторно- осьової горловини, м	0,240	0,240	0,245	0,245
Матеріал вкладишів	ЛЦ14К3К3 із заливкою Б16	Бр04Ц4С17	Бр04Ц4С17	Бр04Ц4С17 із заливкою Б83
Система подачі мастила	з постійним рівнем	польстерна	польстерна	циркуляційна
Довжина вкладиша, м	0,300	0,266	0,290	0,300
Діаметр шийки вісі, м	0,205	0,215	0,215	0,210

Згідно багаторічного досвіду експлуатації локомотивів кількість відмов МОП від загальної кількості відмов тягових електродвигунів, перелічених в табл. 1.1, складає:

- ТЛ-2К1 – 26 %;
- ЕД-107А – 38 %;
- ЕД-118А – 11 % [6].

Сучасні МОП мають дві незалежні системи змащення: польстерну і примусову (циркуляційну). Вони виконані у вигляді підшипників ковзання із роз'ємними бронзовими вкладишами з матеріалу БрОЦС 4-4-17 або біметалічними з бабітовою заливкою Б16, Б83 товщиною 2,5 мм. Слід відзначити, що біметалічні вкладиші при примусовій системі змащення мають в 2 рази меншу інтенсивність зношування, у порівнянні із бронзовими. Основними недоліками усіх перелічених систем змащення МОП є недостатня подача мастила в зону тертя на малих швидкостях руху локомотивів та в зимовий період їх експлуатації. Аналіз відмов тягових електродвигунів показав, що в зимовий період експлуатації частка відмов МОП зростає до 31 % [6]. Таке явище потребує заміни до 250 вкладишів на місяць лише в одному локомотивному депо. В цілому слід відзначити, що надійність МОП визначає експлуатаційну надійність всього колісно-моторного блоку локомотива та впливає на безпеку руху, тому актуальними задачами є удосконалення систем змащення МОП, а також застосування більш ефективних мастил.

На сьогоднішній день у МОП електровозів та тепловозів використовують осьові мастила ГОСТ 610-72 марок Л – літнє, З – зимове, С – північне. Останнє використовують при температурах нижче – 25 °С. Згідно інструкції Головного управління локомотивного господарства Укрзалізниці при температурі навколишнього середовища нижче – 30 °С до мастил марок З і С дозволяється додавати до 10 % низькозастигаючого керосину. Загальна характеристика осьових мастил наведена в табл. 1.2 [7]. Слід відзначити, що осьові мастила мають добру адсорбційну здатність і не втрачають рухливості при низьких температурах, що сприяє їх проходженню по капілярах підбивок. Однак,

Таблиця 1.2 – Основні показники осьових мастил [7]

Найменування показника	Норма для марки		
	Л	З	С
В'язкість кінематична при 50 °С, сСт	42 - 60	не нижче 22	12 - 14
В'язкість динамічна, сП, не більше:			
– при 0 °С	-	-	2
– при –10 °С	150	-	-
– при –30 °С	-	600	-
– при –50 °С	-	-	2500
Вміст водо-розчинних кислот та луг	відсутність	відсутність	відсутність
Вміст води, %, не більше	сліди	0,3	0,1
Вміст механічних домішок, %, не більше	0,07	0,05	0,04
Температура спалаху у від-критому тиглі, °С, не нижче	135	125	125
Температура застигання, °С, не вище	-	-40	-55

використання осьових мастил в звичайному стані для важко навантажених МОП не завжди доцільно з точки зору зношувальних явищ, тому інколи рекомендують додавати до них різного роду присадки [6].

Введення присадок супроводжується складними фізико-хімічними процесами. Так при використанні присадок не враховується ефект агрегації поверхнево-активних молекул з утворенням різних за розмірами надмолекулярних структур [8]. Такі агрегати утворюються внаслідок кінетичних процесів, оскільки молекули присадки мають значний електричний дипольний момент внаслідок рознесення на певну відстань центрів ваги позитивних та негативних зарядів. Наявність таких агрегатів приводить до облітерації капілярів підбивок та, в цілому, зменшує ефективність дії уведених присадок. Особливо сильно процес агрегування присадок проявляється при низьких температурах.

Тому досі введення присадок до осьових мастил на підприємствах Укрзалізниці не отримало розповсюдження.

1.2 Огляд розробок з підвищення ресурсу моторно-осьових підшипників

Головною ланкою, яка забезпечує працездатність МОП як підшипника ковзання, є поверхні вкладиша та шийки вісі колісної пари. Їх контактуючі поверхні сприймають навантаження від нестационарних або стаціонарних режимів руху локомотива. В нестационарних режимах руху мають місце високі динамічні навантаження які, сумісно із збідненим змащенням, спричинюють підвищене зношування поверхонь МОП, особливо вкладиша. Основною причиною виходу зі строю підшипникового вузла є наднормативний знос поверхонь вкладишів. Основними напрямками зменшення зносу вкладишів є:

- введення насосної циркуляції мастила;
- додавання протизношувальних присадок до мастила;
- удосконалення конструкції польстерних пристроїв та вкладишів.

Крім того, в деяких країнах замість підшипників ковзання використовують герметизовані підшипники кочення [9].

Оскільки знос є результатом процесу зношування, обумовленого сукупністю взаємопов'язаних факторів різної природи, то у загальному вигляді його можна запасати так:

$$U = f(f_{\text{Екс}}, f_{\text{Констр}}, f_{\text{Тех}}, f_{\text{Суб}}), \quad (1.1)$$

де $f_{\text{Екс}}, f_{\text{Констр}}, f_{\text{Тех}}$ – групи факторів, що належать відповідно експлуатації, конструкції та

технології виготовлення МОП;

$f_{\text{Суб}}$ – група факторів, пов'язаних із впливом на знос

суб'єктивних особливостей машиніста.

Таким чином, вираз (1.1) описує явище зношування з позицій життєвого циклу МОП. Тоді аналіз цього явища слід проводити по кожному з етапів

життєвого циклу з урахуванням найбільш значимих з них. Кожна група факторів функціоналу (1.1) складається із таких елементів:

- Експлуатаційні – режими навантаження МОП; види та періодичність технічних обслуговувань та ремонтів; кліматичні умови роботи; стан та властивості змащувальної рідини.

- Конструктивні – розміри; зазор між вкладишем та шийкою; характер навантаження (кінематика та динаміка роботи МОП); матеріали шийки та вкладиша; спосіб подачі змащувального матеріалу.

- Технологічні – мікрогеометрія поверхонь тертя; наявність технологічних забруднень; структура поверхневого шару.

- Суб’єктивні – рівень професійної підготовки машиніста (кваліфікація).

Кожен з перелічених факторів може бути оцінений множиною показників, але в такому разі досить важко поєднати та визначити їх вплив на зношування МОП в аналітичному вигляді. Ця задача може бути вирішена лише у спрощеному вигляді за рахунок виділення найбільш значущих факторів. Тобто із загальної кількості факторів треба виділити лише ті з них, котрі визначають провідні процеси при зношуванні поверхонь тертя. До них можна віднести:

- навантаження та швидкість ковзання при роботі МОП (експлуатаційна група);
- стан змащувального матеріалу (експлуатаційна група);
- температура навколишнього середовища (експлуатаційна група);
- кінематика і динаміка роботи МОП і спосіб подачі змащувального матеріалу (конструктивна група).

Розглянемо схематично роботу МОП та розподіл зон зносу по поверхнях його деталей на рис. 1.5. Представимо його як взаємодію рухомого валу 1, що обертається, із нерухомим вкладишем 2. При дії на вал зовнішньої сили N вся його робоча поверхня піддається дії циклічного навантаження, в той самий час робоча поверхня вкладиша, обмежена кутом захвату φ_0 , підлягає постійному навантаженню.



Рисунок 1.5 – Схема розподілу зносу в деталях МОП:

1 – шийка; 2 – вкладиш; 3, 4 – зона зносу відповідно шийки та вкладиша

Така схема розподілу зносу в МОП реалізується при дії навантаження, спрямованого крізь центр шийки. Саме така спрямованість навантаження є розповсюдженою в МОП локомотивів. Відомим та широко використовуваним способом зменшення зносу таких підшипників ковзання є введення в зону тертя змащувального матеріалу. В цьому випадку при певних умовах роботи підшипник може змащуватися в гідродинамічному режимі із мінімальною інтенсивністю зношування. Якщо розглянути схему роботи такого підшипника (рис. 1.6), то мають місце дві характерні зони – навантажена та вільна від навантаження [10].

Друга зона характеризується наявністю суцільного змащувального шару, який несе на собі зовнішнє навантаження. Саме цей шар – його товщина та несуча здатність, відповідає за величину зносу та коефіцієнт тертя в МОП, а його формування залежить від в'язкісних властивостей мастила, величини навантаження, швидкості ковзання та способу подачі мастила до підшипника [10]. Довжина несучої зони змащувального шару в радіальному напрямі залежить також від місця введення мастила та тиску, ексцентриситету розташування шийки



Рисунок 1.6 – Схема роботи гідродинамічного підшипника:

1 – ненавантажена зона; 2 – навантажена зона з шаром змащувального матеріалу

валу та вкладиша. Підвищення ексцентриситету та тиску мастила зменшує довжину несучої зони. Максимальний тиск всередині шару мастила має місце в центральному перерізі навантаженої зони підшипника [10]. Величину ексцентриситету прийнято оцінювати як відношення зміщення центру обертання шийки валу від центру вкладиша до радіального зазору в підшипнику. Зазвичай ця величина знаходиться в межах 0,75-0,8 при тиску 0,25-0,75 МПа. Таким чином, навантажена зона підшипника починається з точки зростання тиску всередині змащувального шару, а закінчується, коли цей тиск добігає нульового значення. З цього моменту починається перша зона – ненавантажена. Вона не несе навантажень та характеризується розривом змащувального шару на окремі ділянки, розрідженням із потраплянням у підшипник повітря та інших газів [11].

Якщо уявляти тепер МОП як підшипник, що змащується рідким матеріалом та працює із зносом, то розвиток його зносу U у часі τ у загальному вигляді можна описати моделлю для різних технічних систем (рис. 1.7).



Рисунок 1.7 – Зміна зносу МОП протягом терміну експлуатації:

I – період припрацювання; II – період сталого зношування; III – період катастрофічного зношування

Враховуючи той факт, що період припрацювання не перевищує 2-3 % від загального терміну роботи, а робота підшипника в умовах катастрофічного зносу неприпустима, тоді ресурс МОП локомотивів можна визначати тривалістю другого періоду. Крім того, ресурс підшипника обмежується часом, за який знос деталей добігає гранично припустимих значень. Таким чином при розробці методів та способів збільшення ресурсу слід враховувати як закономірність розвитку зносу, так й абсолютні його значення у співставленні із граничним зносом.

Раніше експериментальним шляхом було встановлено, що в різних парах тертя за різних умов в процесі припрацювання встановлюється однакова для обох поверхонь «рівноважна» шорсткість. Наприклад, при терті сталі 45 по бронзі БрСНС-5-5-5 в умовах змащення на обох поверхнях встановлюється рівна шорсткість при її різних початкових значеннях (рис. 1.8).

Наведена зміна зносу та шорсткості у вузлах тертя дають загальну картину про зношувальні процеси в підшипниках ковзання, зокрема в МОП локомотивів. Однак для більш глибокого розуміння щодо впливу на знос та тертя МОП зовнішніх навантажень та змащувального матеріалу слід розглядати ці процеси з позицій виду змащення, що реалізується в МОП в тих чи інших умовах. Такий зв'язок досить яскраво відображає крива на рис. 1.9. Ця крива надає уяву про вплив основних експлуатаційних та конструктивних факторів вузлів тертя на коефіцієнт тертя, а саме розкриває залежність



Рисунок 1.8 – Зміна шорсткості поверхонь пари тертя сталь 45-БрСНС-5-5-5



Рисунок 1.9 – Вплив основних експлуатаційних та конструктивних факторів вузлів тертя на коефіцієнт тертя:

I – граничне змащення; II – змішане змащення (напіврідинне); III – рідинне змащення (гідродинамічне)

$$f = k \frac{\eta v}{p}, \quad (1.2)$$

де k – розмірний коефіцієнт;

$\frac{\eta v}{p}$ – показник, в якому η – динамічна в'язкість змащувального матеріалу;

v – швидкість ковзання поверхонь тертя;

p – контактний тиск.

Для підшипників ковзання, таких як МОП, найбільш бажаним є рідинне змащення, оскільки при ньому знос мінімальний. Відзначимо, що вид змащення

залежить від значення показника, який за своїм фізичним змісту відображує товщину змащувального шару в навантаженій зоні підшипника. Тому товщина змащувального шару на поверхнях тертя вкладиша та шийки буде визначати ресурс МОП.

Такий змащувальний шар, внаслідок малої стисливості, врівноважує зовнішнє навантаження, що діє в МОП, тому способи підвищення ресурсу МОП локомотивів в експлуатаційних умовах повинні бути спрямовані, в першу чергу, на підвищення товщини та несучої здатності змащувального шару в навантаженій зоні.

На підставі викладеного вище матеріалу можна встановити основні напрямки досліджень, необхідних для удосконалення МОП локомотивів. Якщо врахувати залежність (1.1), то до таких напрямів слід віднести:

- Рациональне розміщення змащувального отвору підшипника, при якому створюються сприятливі умови формування змащувального шару перед входом до навантаженої зони, а також реалізації гідродинамічного змащення.

- Забезпечення потрібної витратної характеристики системи змащення МОП для більш легкого перевodu підшипника в режим рідинного мащення, а також для більш ефективного відводу теплоти від навантаженої зони.

- Підбір матеріалів деталей підшипників за критерієм величини силового поля металевої поверхні та його взаємодії із змащувальним матеріалом та силовим полем іншої поверхні.

- Вибір змащувального матеріалу, придатного до виконання захисних функцій в МОП в усьому діапазоні навантажень та температур. Змащувальний матеріал потрібен мати високі показники експлуатаційних властивостей (протизношувальних, протизадирних, антифрикційних, низькотемпературних та ін.).

- Забезпечення мінімального коефіцієнту тертя та зношування за рахунок керування товщиною змащувального шару, особливо при граничному змащенні. Такі ефекти можуть бути отримані за рахунок використання електричного поля для обробки осьових мастил, у поєднанні із додаванням присадок.

Реалізація кожного із способів потребує проведення розрахунків навантажень, які сприймають контактуючі поверхні МОП в процесі роботи локомотивів, а також проведення додаткових досліджень.

1.3 Аналіз впливу електростатичної обробки мастила на процес змащення моторно-осьових підшипників

На сучасному етапі розвитку науки і техніки процеси тертя та зношування в МОП доцільно розглядати з позицій механізму формування граничного змащувального шару, сформованого силовим полем поверхонь шийки та вкладиша. Відомо, що молекули базового мастила та, особливо, молекули присадок в осьових мастилах є поверхнево-активними речовинами (ПАР) які мають «жорсткий» електричний дипольний момент [10]. Вони взаємодіють між собою під впливом теплових та кінетичних процесів, як наслідок, в змащувальному середовищі формуються різні за складом та будовою надмолекулярні агрегати [10]. У таких агрегатах молекули ПАР зв'язані між собою електромагнітними силами та не мають можливості підійти близько до поверхні тертя де силового поля достатньо для руйнування агрегату (рис. 1.10). Таким чином, молекули присадки не мають змоги ефективно формувати змащувальний шар, особливо у навантаженій зоні підшипника.

Відомо, що силове поле металевої поверхні слабшає пропорційно 3-4 ступеню відстані. Тоді, згідно рис. 1.10, максимальна товщина граничного змащувального шару h обмежується такою відстанню до поверхні тертя, при якій енергії силового поля W достатньо для руйнування надмолекулярних структур та адсорбції на собі поодиноких молекул ПАР проти дії енергії теплових молекул.

При руйнуванні агрегатів поодиноким молекулам ПАР легше адсорбуватись на поверхні, тобто товщина граничного шару зростає. Це призводить до зменшення тертя та зносу в технічних системах. На цьому ствердженні базується основна гіпотеза, викладена в роботах щодо впливу зовнішнього електростатичного поля на знос технічних систем [8]. Цю гіпотезу можна реалізувати в системах змащення МОП різних типів, як польстерних, так і



Рисунок 1.10 – Агрегат молекул ПАР знаходиться під дією силового поля поверхні тертя:

1 – ядро агрегату ПАР в об’ємі осьової мастила; 2 – полярно-активна частина молекули; 3 – вуглеводневий неполярний радикал, споріднений із молекулами базової мастила; 4 – крива зміни енергії силового поля поверхні тертя; 5 – поверхня тертя

системах з постійним рівнем і циркуляційних системах.

У цій гіпотезі ключовою ланкою є товщина та несуча здатність граничного змащувального шару, який сприймає зовнішні навантаження в найбільш навантаженій зоні підшипника. Значення цих параметрів повинні бути достатніми для розділу поверхонь тертя та компенсації діючих зусиль, навіть при динамічних навантаженнях в моменти розгону та зупинки локомотива. Періоди розгону та гальмування локомотива супроводжуються такими режимами роботи МОП, при яких поверхні тертя знаходяться в режимі граничного змащення, згідно кривої рис. 1.9, при якому відбувається найбільш інтенсивне зношування шийки та вкладиша. Тоді товщина граничного змащувального шару повинна перекривати нерівності поверхонь, виключаючи безпосередній металевий контакт. Саме цю задачу вирішує підготовчий етап з руйнування ПАР.

При введенні підготовчого етапу до систем змащення МОП локомотивів

слід керуватися величиною додаткових енергетичних витрат, потрібних для реалізації перевodu молекул ПАР із агрегованого стану в мономірний, тобто коли молекули присадки в об'ємі мастила не зв'язані між собою. Оскільки сили зв'язку молекул в агрегатах мають електричну природу, то для їх руйнування доцільно використовувати зовнішні електричні поля, наприклад електростатичні [10]. Дослідженнями з вивчення впливу електростатичних полів на властивості рідких змащувальних матеріалів встановлено, що головними позитивними ефектами в системах змащення є:

- Зростання товщини змащувального шару на поверхнях тертя за рахунок інтенсифікації фізичної адсорбції молекул ПАР.
- Несуча здатність змащувального шару зростає завдяки більш високому ступеню пакування молекул ПАР у граничному шарі на поверхнях тертя.
- Збільшення, по відношенню до номінальної частки, фактичної площі, на якій відбувається контакт поверхонь тертя, що обумовлює зменшення контактного тиску в навантаженій зоні.
- Формування під дією електростатичного поля навколо продуктів зносу насичених адсорбційних шарів ПАР (оболонки), що меншою мірою спричиняє знос поверхонь тертя та в деяких випадках сприяє процесу самоорганізації вузлів тертя.
- З'являється можливість реалізації способу підвищення ресурсу деталей тертя, який відрізняється від інших простотою конструктивних рішень і малими енергетичними витратами.

Перелічені ефекти від застосування електростатичної обробки масел можуть бути використані при проведенні модернізації МОП локомотивів всіх типів. А, при введенні в осьове масло присадок – ПАР із високою поверхневою активністю, використання електростатичного поля дозволить:

- збільшити витратну характеристику польстера для забезпечення поверхонь тертя МОП потрібною кількістю мастила, оскільки інтенсифікується капілярний ефект за рахунок подрібнення молекулярних агрегатів, особливо в зимовий період експлуатації;

– при модернізації системи змащення МОП із примусовою циркуляцією осьового мастила досягти зростання товщини та несучої здатності граничного змащувального шару, що призведе до перевodu підшипника з граничного в гідродинамічне змащення, тобто суттєво зменшиться знос та збільшиться ресурс підшипника;

– у випадку введення в осьове мастило сучасних присадок із високою поверхневою активністю ефект від використання електростатичної обробки буде збільшений в декілька разів, оскільки такі присадки в об’ємі мастила швидко агрегуються та потребують подачі енергії ззовні для їх перевodu у мономірний стан.

Для досягнення перелічених результатів у системах змащення МОП локомотивів потрібно провести модернізацію, яка полягає у:

- розробці та введенні до масляної магістралі пристрою для електростатичної обробки мастила;
- формуванні потоку мастила крізь пристрій та підшипник;
- виборі типу присадки та визначенні її раціональної концентрації в маслі.

Згідно раніше проведених досліджень, електростатичну обробку мастила потрібно проводити постійно, оскільки кінетичні процеси, пов’язані із агрегуванням молекул ПАР після їх виходу із зони дії зовнішнього поля, відбуваються протягом від кількох десятків секунд до кількох хвилин, залежно від температури мастила [8]. Необхідність постійної обробки мастила електростатичним полем потребує постійного електричного живлення пристрою, вбудованого в масляну магістраль системи змащення МОП. Таке живлення необхідно реалізовувати за рахунок бортової електромережі. Однак, слід відзначити, що процес руйнування молекулярних агрегатів ПАР супроводжується досить малим електричним струмом (до 1 мА) крізь полярний діелектрик у зовнішньому полі [8]. Тому, навіть при напругах у 3000 В потужність, що споживається пристроєм буде мінімальною.

1.4 Фізичне моделювання зношування моторно-осьового підшипника тепловоза

Дослідження стосується екіпажної частини тягового рухомого складу залізниць, а саме, вузла осьового підвішування електродвигуна вантажного тепловозу 2ТЕ116.

Особливу гостроту проблемі надає значний фізичний знос та запланована модернізація частини локомотивного парку Укрзалізниці, а також те, що подібний тип підвішування передбачається застосовувати на вантажних тепловозах нових серій. Вирішення цієї проблеми багато в чому пов'язане з ефективністю роботи застосовуваних систем змащування МОП та експлуатаційних характеристик осьового мастила. Здатність мінеральних мастил запобігати металевому контакту поверхонь тіл тертя визначається наявністю в його об'ємі полярно-активних молекул, які шляхом адсорбції утворюють на поверхнях тертя полімолекулярний мастильний шар. В процесі експлуатації концентрація полярно-активних молекул в об'ємі мастила поступово знижується, а здатність молекул утворювати молекулярні асоціати зводить до мінімуму можливість утворення ефективної граничної плівки на поверхнях тертя.

Зниження товщини мастильного шару може привести до катастрофічного зносу поверхонь тертя. Суттєвим резервом покращення протизносних властивостей осьового мастила, який уповільнює процес втрати мастильним середовищем своєї якості, є електростатична обробка (ЕСО). Обробка мастила зовнішнім електростатичним полем призводить до руйнування в її об'ємі значної кількості міцелярних агрегатів. Внаслідок цього в об'ємі мастила і в приповерхневих шарах, встановлюється стабільно висока концентрація полярних молекул, які існують у мономерному стані. Завдяки цьому збільшується товщина мастильного шару, що є необхідною передумовою для зниження інтенсивності зносу поверхні тертя та підвищення ресурсу сполучення. Отже, одним з напрямків збільшення ресурсу МОП є модернізація системи змащення шляхом включення до її складу пристрою ЕСО осьової мастила [12].

Ефективність будь-яких заходів щодо модернізації можна довести

проведенням модельного експерименту з визначення інтенсивності зношування поверхонь тертя.

Для створення умов тертя на моделі, адекватних умовам роботи натури, на підставі універсальних рівнянь подібності [12] визначені коефіцієнти для фізичного моделювання процесу (табл. 1.3). Масштабний коефіцієнт подібності становив 4,20.

Таблиця 1.3 – Коефіцієнти для відтворення процесу тертя
МОП на фізичній моделі

$\frac{S}{\text{mm}}$	$\frac{L}{\text{cm}}$	$\frac{B}{\text{cm}}$	$\frac{V}{\text{m}^3}$	$\frac{T}{\text{hr}}$
1	4	1	1	05
1	4	1	0	05
1	4	1	1	05
1	4	1	0	05
1	4	1	1	05
1	4	1	0	05
1	1	1	1	05
1	1	1	1	05
3	1	1	1	05

Режими роботи МОП та приведені за допомогою масштабного коефіцієнту параметри фізичної моделі надані у табл. 1.3. Дослідження проводилися на лабораторній установці, яка моделює роботу пари «вкладиш – шийка осі» вузла опорно-осьового підвішування тягового електродвигуна ЕД-118Б. Установка складається з пристрою для подачі осьового мастила, пристрою для обробки мастила зовнішнім електростатичним полем та доопрацьованої машини тертя.

Для моделювання на установці обрано три робочі режими МОП, на яких характерні найбільші зносіві ушкодження [12]. Змащення проводилося осьовим

мастилом марки «Л» [13]. Температура і об'єм мастила, що подається до зони тертя за одиницю часу, є постійними величинами.

Ступінь напрацювання мастила (кількість годин роботи в системі змащення МОП) для проведення випробувань вибирався відповідно до нормативів міжремонтних періодів для магістральних тепловозів.

Матеріали та параметри робочої поверхні випробувальних зразків (колодки і ролика) аналогічні тим, що застосовуються для виготовлення пари тертя «шийка осі вкладиш» вузла МОП. Діаметр роликів складає 50 мм, ширина – 12 мм, ширина колодок – 10 мм.

Знос зразків визначався методом встановлення втрати ними маси за час випробувань. Зважування зразків проводилося за допомогою аналітичних терезів ВЛА200гМ з точністю 0,001 г з доведенням зразків до постійної маси. Швидкість зношування встановлювалася як частка від ділення величини зносу до часу випробувань.

Програмою експериментальних досліджень передбачалося проведення двох етапів двох факторних експериментів, в яких функцією відгуку розглядалася швидкість зношування γ в залежності від ступеня напрацювання мастила Z та потужності P сил тертя.

На першому етапі передбачалося проведення двох факторного експерименту з визначення швидкості зношування фізичної моделі при застосуванні осьової мастила без ЕСО. Термін напрацювання мастила у системі змащення оцінювався відповідним пробігом L тепловоза за трьома показниками:

- мастило свіже в стані поставки $L=0$;
- після часу напрацювання осьовим мастилом, еквівалентного пробігу тепловозу $L=75$ тис км;
- те ж після напрацювання $L=150$ тис км.

На другому етапі проводився двох факторний експеримент з визначення швидкості зношування поверхонь тертя з тими ж факторами, що й на першому етапі, проте мастило безпосередньо перед подачею в зону тертя піддавалося ЕСО. Напруженість поля $E=0,5 \cdot 10^6$ В/м [12].

Рівні варіювання факторів експериментів першого і другого етапів представлені в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Рівні варіювання факторів L, P

Рівень	X_1	X_2	X_3
Нижній рівень	-1	1	0.25
Середній рівень	0	0	0.50
Верхній рівень	+1	-1	0.75

Результати експериментальних досліджень приведені в табл. 1.5.

Таблиця 1.5 – Результати експерименту [12]

№ експ.	X_1	X_2	X_3	Y
1	-1	-1	0	0.25
2	-1	-1	0.50	0.25
3	-1	-1	1	0.25
4	-1	-1	1.50	0.25
5	-1	-1	2	0.25
6	-1	-1	2.50	0.25
7	-1	-1	3	0.25
8	-1	-1	3.50	0.25
9	-1	-1	4	0.25

За результатами експериментальних даних отримані рівняння регресії, що описують закономірності зміни швидкості зношування фізичної моделі при однаковому напрацюванні мастила, але при варіюванні рівня потужності сил тертя, а також за наявності або відсутності ЕСО осьової мастила (табл. 1.6, 1.7).

За даними табл. 1.5 побудовано графіки (рис. 1.11).



Рисунок 1.11 – Графік залежності швидкості зносу моделі в умовах різної питомої потужності сил тертя [12]:

1 – для свіжого мастила; 2 – з напрацюванням 75 тис км; 3 – 150 тис км

Таблиця 1.6 – Рівняння швидкості зношування осьового мастила без ЕСО при різній потужності сил тертя

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100

Таблиця 1.7 – Рівняння швидкості зношування при застосуванні осьового мастила, яке пройшло ЕСО, при різній потужності сил тертя

Експ. номер	Потужність P в кВт	Рівняння швидкості зношування
1	0,028 115 637	$y = -4,08 + 0,017 P - 0,00004 P^2$
75	0,028 115 637	$y = -4,08 + 0,017 P - 0,00004 P^2$
100	0,028 115 637	$y = -4,08 + 0,017 P - 0,00004 P^2$

Графіки показують, що при застосуванні осьового мастила, яке пройшло ЕСО, швидкість зношування моделі зменшується. Рівень зниження швидкості зношування залежить від тривалості служби мастила у системі змащення.

Найбільше зниження швидкості зношування (більш ніж в два рази) спостерігається для свіжої мастила (рис. 1.11), після напрацювання мастила 75 тис км зниження складає близько 1,68 разів і для мастила в кінці терміну її роботи темпи зниження швидкості зношування складають приблизно 1,47 рази. Крім того, за експериментальними даними з табл. 1.5 розраховані рівняння регресії (табл. 1.8, 1.9), що описують закономірності зміни швидкості зношування моделі при однаковому рівні потужності сил тертя, але при варіюванні терміну напрацювання, а також за наявності або відсутності ЕСО осьової мастила.

Графіки, що відбивають вказану залежність, приведені на рис. 1.12. З графіків випливає, що при однаковій потужності сил тертя швидкість зношування зразків зростає у міру збільшення часу напрацювання мастила без ЕСО, а характер такої залежності близький до лінійного. При застосуванні тієї ж мастила, що пройшла ЕСО, швидкість зношування знижується. Найбільший рівень зниження (в 1,9 рази) зафіксовано стосовно свіжої мастила. Зі збільшенням терміну напрацювання мастила цей показник поступово зменшується і в кінці терміну її служби становить близько 1,6-1,65 [12].

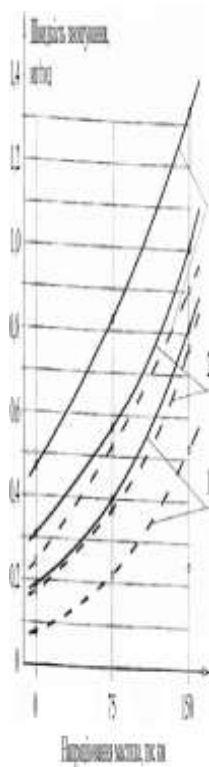


Рисунок 1.12 – Графік залежності швидкості зносу зразків при застосуванні осьового мастила з різним терміном напрацювання [12]:
1 – питома потужність сил тертя 0,138 Вт/мм²; 2 – 0,215 Вт/мм²; 3 – 0,247 Вт/мм²

Таблиця 1.8 – Рівняння швидкості зношування в умовах однакової потужності сил тертя при застосуванні осьового мастила без ЕСО

Питома потужність сил тертя $P, \text{Вт/мм}^2$	Час напрацювання $L, \text{мл. го}$	Рівняння швидкості зношування γ
0,138	0,75.00	$\gamma = 1,36 \cdot 10^{-12} \cdot L + 0,005$
0,215	0,75.00	$\gamma = 1,33 \cdot 10^{-12} \cdot L + 0,000$
0,247	0,75.00	$\gamma = 6,25 \cdot 10^{-12} \cdot L + 0,005$

Таким чином, отримані матеріали [7] демонструють зниження швидкості зношування фізичної моделі, як наслідок застосування ЕСО осьового мастила. Вони дозволяють намітити шляхи модернізації системи змащення з метою збільшення ресурсу МОП вантажних тепловозів.

Таблиця 1.9 – Рівняння швидкості зношування в умовах однакової потужності сил тертя при застосуванні осьового мастила, що пройшла ЕСО

Потужність, кВт	Відношення сил тертя, Н/Н	Рівняння швидкості зношування, мм/км
0,50	0,75, 0,80	$y = 2,0 \cdot 10^{-12} + 0,01 \cdot 10^{-12} + 0,000$
0,55	0,75, 0,80	$y = 0,08 \cdot 10^{-12} + 0,07 \cdot 10^{-12} + 0,020$
0,60	0,75, 0,80	$y = 0,10 \cdot 10^{-12} + 0,10 \cdot 10^{-12} + 0,025$

2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНЬ У МОТОРНО-ОСЬОВИХ ПІДШИПНИКАХ

2.1 Вибір математичної моделі для розрахунку напружень у корпусі моторно-осьових підшипників

Сучасна математика дає надзвичайно потужні й універсальні засоби дослідження. Практично кожне поняття в математиці, кожен математичний об'єкт, починаючи від поняття числа, є математичною моделлю. Під час побудови математичної моделі досліджуваного об'єкта чи явища виділяють ті його особливості, риси та деталі, які, з одного боку, містять більш-менш повну інформацію про об'єкт, а з іншого – допускають математичну формалізацію. Математична формалізація означає, що особливостям та деталям об'єкта можна поставити у відповідність певні адекватні математичні поняття: числа, функції, матриці тощо. Тоді зв'язки та відповідності, виявлені та передбачувані в досліджуваному об'єкті між окремими його деталями та складовими частинами, можна записати за допомогою математичних відношень: рівностей, нерівностей, рівнянь. У результаті маємо математичний опис досліджуваного процесу або явища, тобто його математичну модель. Однак побудована математична модель має відповідати таким вимогам як універсальність, адекватність, точність, економічність та ін.

Універсальність характеризує повноту відображення моделлю досліджуваних властивостей реального об'єкта. Для моделі руху поїзда універсальність виражається у можливості її використання для різних профілів ділянок, варіативних мас складу, серій локомотива та ін.

Адекватність моделі руху поїзда показує здатність відображати потрібні властивості об'єкта, а саме техніко-економічні характеристики, з похибкою, не вищою, ніж задана.

Точність оцінюється ступенем збігу значень характеристик реального об'єкта та значень відповідних характеристик, отриманих за допомогою моделей. Точність можна визначити порівнянням результатів реальної поїздки з розрахованими: дані швидкостемірної стрічки, витрата енергоресурсів, час ходу

та ін.

Економічність визначається витратами ресурсів пам'яті ЕОМ та часу на реалізацію та експлуатацію моделі. Для моделей, які працюють на стаціонарних ЕОМ, економічність не є настільки вагомою вимогою порівняно з програмно-слідкуючими моделями оперативного прийняття рішення (бортовими), оскільки останні мають надавати інформацію в разі зміни факторів: сигналів світлофорів, температури перегріву електричних машин та ін.

Використання математичних моделей для опису фізичних об'єктів є загальновизнаним та затребуваним. Для побудови моделі, що базується на фізичних законах і дає можливість обчислити точне значення будь-якої величини, у будь-який момент часу, доцільно використати детерміновану модель. Але зважаючи на певні невідомі чинники, такі як технічний стан тягового рухомого складу, основний опір руху складу та локомотива, поїзна ситуація та ін., ця задача не є детермінованою. Тому математична модель поїзда має враховувати ймовірність того, що деякі майбутні значення змінних будуть лежати в певному інтервалі. Така модель класифікується як стахостична.

2.2 Методика розрахунку напружень у складових частинах моторно-осьового підшипника

Довговічність деталей металоконструкцій можна оцінити по величині допустимих напружень і по кривій живучості матеріалу деталі в умовах циклічних напружень. Поле напружень матеріалу корпусу моторно-осьових підшипників формується під впливом навантажень із боку тягового електродвигуна (ТЭД), а також епізодичних і циклічних сил з боку колісної пари при русі локомотива по рейковому шляхові.

З боку тягового двигуна навантаження на підшипник виникає від ваги ТЭД і від крутних моментів при різних режимах роботи.

Розрахунок напружень від дії ваги ТЕД. Навантаження, що доводиться на підшипник від ваги тягового двигуна, знаходимо з рівнянь статичної рівноваги:

					0032.226556.000.04КР.ПЗ	37

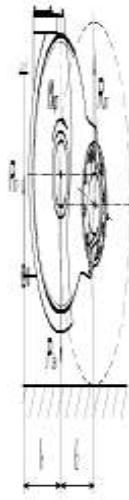


Рисунок 2.1 – Схема підвішування тягового електродвигуна

$$\begin{cases} R_n + R_{on} - P_{\partial\partial} = 0; \\ R_{on}l_2 - R_nl_1 = 0, \end{cases} \quad (2.1)$$

де R_n – пружна сила підвішування тягового електродвигуна [14];

R_{on} – реакція опори на моторно-осьові підшипники [2];

l_1 – відстань від точки підвішування тягового двигуна до рами візка до осі обертання якоря тягового двигуна;

l_2 – відстань від осі обертання якоря тягового двигуна до осі обертання колісної пари;

$P_{\partial\partial}$ – вага тягового двигуна.

Сумарне навантаження на моторно-осьові підшипники

$$R_{on} = \frac{l_1 P_{\partial\partial}}{l_1 + l_2}. \quad (2.2)$$

Радіальне погонне навантаження на один підшипник

$$R = \frac{l_1}{2l_n(l_1 + l_2)} P_{\partial\partial}, \quad (2.3)$$

де l_n – ширина зовнішнього кільця.

Найбільші напруження в матеріалі корпусу підшипникового вузла виникнуть в області його зчленування з підшипником.

Для розрахунку поля напружень (рис. 2.2) у цій області можна скористатися емпіричною формулою розподілу напружень [1]:

$$\sigma = \sigma_0 \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^2}. \quad (2.4)$$



Рисунок 2.2 – Розподіл напружень по області контакту підшипника з його корпусом

Оскільки з'єднання підшипника з його корпусом проводиться без зазору, то

$$\sigma = \sigma_0 \sqrt{1 - \left(\frac{2\varphi}{\pi} \right)^2}. \quad (2.5)$$

Елементарне навантаження на ділянці дорівнює

$$dR = \sigma(\varphi) r_n d\varphi. \quad (2.6)$$

Для визначення сумарного навантаження інтегруємо вираз (2.6) по області контакту

$$R = 2\sigma_0 r_n \int \sqrt{1 - \left(\frac{2\varphi}{\pi} \right)^2} d\varphi = \frac{\pi^2 r_n}{4} \sigma_0. \quad (2.7)$$

З отриманого співвідношення знаходимо

$$\sigma_0 = \frac{4R}{\pi^2 r_n}. \quad (2.8)$$

Підставляючи в (2.8) вираження (2.3) одержуємо розрахункову формулу для обчислення максимального напруження в матеріалі корпусе моторно-осьових підшипників ТЕД від дії ваги двигуна

$$\sigma_0 = \frac{2l_1 P_{\partial\partial}}{\pi^2 r_n l_n (l_1 + l_2)}. \quad (2.9)$$

Розрахунок напружень від впливу крутного моменту ТЕД. Для крутного моменту на осі тягового двигуна рівняння статичної рівноваги приймуть вид:

$$\begin{cases} R_n + R_{on} = P_{\partial\partial}; \\ R_{on} l_2 - R_n l_1 = M_{кр}. \end{cases} \quad (2.10)$$

Навантаження на моторно-осьові підшипники від крутного моменту

$$R_{on} = \frac{P_{\partial\partial} l_1 + M_{кр}}{l_1 + l_2}. \quad (2.11)$$

Радіальне погонне навантаження на один підшипник

$$R_{on} = \frac{P_{\partial\partial} l_1 + M_{кр}}{2l_n (l_1 + l_2)}. \quad (2.12)$$

Максимальне значення напружень в матеріалі корпусу підшипникового вузла знайдеться по формулі:

$$\sigma_0 = \frac{2(P_{\partial\partial} l_1 + M_{кр})}{\pi^2 r_n l_n (l_1 + l_2)}. \quad (2.13)$$

Величина крутного моменту залежить від маси поїзда й режиму його руху (рушання з місця, набір швидкості, режим тривалої тяги).

Розрахунок напружень від дії сил з боку рейкового шляху. З боку колісної пари на моторно-осьовий підшипник діють динамічні сили, що виникають при русі локомотива по рейковому шляхові. Основними факторами виникнення динамічних сил є:

- нерівнопружність рейкового шляху;
- різного роду геометричної нерівності рейкового полотна;
- стикові рейкові з'єднання;
- відхилення від окружності по колу катанні й різниця радіусів коліс колісної пари.

Найбільші напруження в матеріалі деталей підшипникового вузла виникають при проходженні колесом стикових нерівностей. Крім того, при русі локомотива по стиковому рейковому шляхові циклічний характер зміни напружень приводить до прискореного «старіння» матеріалу.

Вплив стикової нерівності надає колісній парі вертикальну складову швидкості, яку з достатнім ступенем точності можна задати формулою:

$$V_{\sigma} = \frac{V_{\text{л}} l_3}{r_k}, \quad (2.14)$$

де l_3 – величина зазору в стиковім рейковім з'єднанні.

При цьому за рахунок придбаного колісною парою кількості руху в області контакту елементів підшипникового вузла виникають пружні сили. Знаючи величини цих сил і їх розподілу по роликах підшипника, можна розрахувати поле напружень у матеріалі корпусу підшипникового вузла.

Для підшипників розподіл навантаження відбувається таким чином, що на підшипник доводиться найбільша сила

$$F = 4,6 \frac{P}{n}. \quad (2.15)$$

З урахуванням кількості обертів за час t , пов'язане із силою P визначається

співвідношенням

$$m_{kn} V_{\phi} = 2 \int P dt, \quad (2.16)$$

де m_{kn} — маса колісної пари.

Проекція на радіальну вісь підшипника представиться виразом:

$$V_z = \frac{4,6 V_{\text{л}3} l_3}{2 r_k}. \quad (2.17)$$

Пружна сила в області контакту із зовнішнім кільцем підшипника і їх зближення зв'язані співвідношенням:

$$Z = \frac{2F}{\pi l_p} k. \quad (2.18)$$

Для визначення величини зближення скористаємося законом зміни кількості руху підшипника в проекції на вісь

$$\frac{dm_p \dot{Z}}{dt} + F = 0, \quad (2.19)$$

Підставляючи вираз сили з рівняння (2.17), одержуємо диференціальне рівняння

$$m_p \ddot{Z} + \frac{\pi l_p}{2k} Z = 0 \quad (2.20)$$

с початковими умовами:

$$t_0 = 0; \quad Z_0 = 0; \quad \dot{Z}_0 = V_z. \quad (2.21)$$

Рішення рівняння (2.20) приймає вигляд:

$$Z = \frac{\dot{Z}_0}{\omega_0} \sin \omega_0 t, \quad (2.22)$$

Максимальне значення контактної сили

$$F_{\max} = \frac{\dot{Z}_0 \pi l_p}{2\omega_0 k} = \frac{2,3V_{\Lambda} l_z}{r_k} \sqrt{\frac{\pi l_p m_p}{2k}}. \quad (2.23)$$

Максимальне напруження в матеріалі підшипника знаходимо з виразу

$$\sigma_{n \max} = \sqrt{\frac{F_{\max} (r_b + r_p)}{l_p \pi k r_b r_p}}, \quad (2.24)$$

Для розрахунку напружень у матеріалі корпусу підшипників скористаємося формулами рішення завдання про навантаження напівнескінченної пластини зосередженою силою

$$\sigma_{k \max} = \frac{2F_{\max}}{l_p \pi h}, \quad (2.25)$$

тут h – товщина зовнішнього кільця підшипника.

У такий спосіб при проходженні колісною парою стикової нерівності [15] в матеріалі корпусу підшипникового вузла виникає поле напружень з максимальним значенням в області з'єднання із зовнішнім кільцем підшипника

$$\sigma_{k \max} = \frac{4,6V_{\Lambda} l_z}{r_k h} \sqrt{\frac{m_p}{2l_p \pi k}}. \quad (2.26)$$

Результуюче максимально можливе напруження в матеріалі корпусу моторно-осьових підшипників знаходимо підсумовуванням напружень від впливу тягового двигуна й колісної пари

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_{k \max} \quad (2.27)$$

Якщо стикове з'єднання повторюється багаторазово, то для оцінки експлуатаційної надійності підшипникового вузла крім максимальних значень

напружень необхідно враховувати живучість матеріалу корпусу підшипника при циклічному навантаженні.

Отримані розрахункові формули (2.8-2.27) дозволяють дати оцінку максимальним напруженням, які виникають у матеріалі корпусу моторно-осьових підшипників колісно-моторного блоку залежно від режиму роботи тягового двигуна, швидкості руху локомотива й параметрів стикового рейкового з'єднання.

					0032.226556.000.04КР.ПЗ	
						44

3 ОЦІНКА РЕЖИМІВ ТЕРТЯ І ЗМАЩУВАННЯ У ПІДШИПНИКАХ МОТОРНО-ОСЬОВОГО ПІДВІШУВАННЯ ТЕД ЛОКОМОТИВІВ

Моторно-осьові підшипники належать до тих деяких вузлів локомотивів, які значну частину загального ресурсу часу експлуатується в режимах граничного й змішаного тертя, що в цілому характеризує їх як вузли з важкими умовами навантаження.

Для продовження ресурсу МОП необхідно визначити характер напруженості роботи цього вузла, параметри режиму змащення й зовнішніх сил тертя на його робочих поверхнях. Перераховані характеристики умов роботи МОП багато в чому залежать від величини відносного діаметрального зазору. Установлені для тепловозів із циркуляційною системою змащення величини відносного діаметрального зазору

$$\psi = (2 \div 8) \cdot 10^{-3} \quad (3.1)$$

у кілька раз перевищують рекомендовані в машинобудуванні значення, що з урахуванням особливостей роботи вузлів осьового підвішування тепловозів є результатом очевидного конструкторського компромісу. З однієї сторони вплив складного динамічного характеру навантажень, технологічних перекосів і експлуатаційних зсувів МОП вимагає призначення досить великого діаметрального зазору Δ , а з іншого, відносне збільшення Δ у підшипниках ковзання приводить, у певних умовах, до погіршення подачі мастильного матеріалу до поверхонь тертя й підвищенню швидкості їх зношування.

Тому заходи, спрямовані на підвищення ресурсу МОП, повинні проводитися на основі вивчення напруженості режиму його роботи. Зокрема, показниками напруженості роботи можуть розглядатися характер і границі існування на поверхнях підшипника різних режимів змащення.

Для МОП тепловозів із циркуляційною системою змащення величина діаметрального зазору Δ установлена в межах від 0,50 до 1,60 мм. Збільшення значення експлуатаційного параметра Δ при незмінних навантажувальних та швидкісних характеристиках супроводжується наростанням напруженості

режиму роботи МОП, результатом чого є збільшення швидкості зношування й скорочення його ресурсу. Загальний характер цих змін можна розглянути за допомогою діаграми режиму змащення підшипника ковзання

$$\lambda = \frac{\eta n}{p}, \quad (3.2)$$

де η – динамічна в'язкість масла;

n – частота обертання шийки підшипника;

p – питомий тиск.

Для побудови зазначеної діаграми з використанням даних про особливості навантаження МОП визначені значення характеристики режиму λ змащення, товщини h масляного шару й коефіцієнта надійності режиму. На підставі зазначених параметрів для різних інтервалів швидкості руху тепловоза визначався характер напруженості існуючого режиму роботи МОП. Розрахунки проведені для трьох різних величин діаметрального зазору: $\Delta=0,50$; $1,00$ і $1,60$ мм.

При проведенні розрахунків зроблене допущення, що зазначені величини не залежать від кута перекосу МОП, пов'язаного з наявністю діаметрального зазору й з деформацією осі колісної пари. Мінімальна теоретична товщина масляного шару в зазорі підшипника як функція величини діаметрального зазору

$$h_{min} = 0,5\xi\Delta, \quad (3.3)$$

де ξ – відносна товщина шару масла, обумовлена числом Зоммерфельда;

Δ – діаметральний зазор.

Число Зоммерфельда

$$S_0 = \frac{\eta\omega}{p\psi^2}, \quad (3.4)$$

де ω – окружна швидкість шийки осі;

ψ – відносна величина діаметрального зазору в підшипнику.

Оцінка того або іншого режиму тертя проводилася на підставі розрахункового значення коефіцієнта δ режиму змащення

$$\delta = \frac{h_{кр}}{R_z^u + R_z^6}, \quad (3.5)$$

де $h_{кр}$ – критичне значення товщини мастильного шару;

R_z^u, R_z^6 – параметри шорсткості поверхонь шийки осі й вкладиша.

У якості критичної приймалась така товщина масляного шару, яка виникає при переході підшипника від змішаного до граничного режиму роботи. Для прироблених робочих поверхонь шийки осі й вкладишів МОП критична величина мастильного шару $h_{кр} \approx 10$ мкм.

Коефіцієнт надійності режиму роботи підшипника розраховується як відношення безрозмірного числа S_o Зоммерфельда робочої характеристики режиму до критичної товщини $h_{кр}$ мастильного шару. Результати розрахунків параметрів режиму змащення як функції величини діаметрального зазору Δ для МОП наведені в табл. 3.1.

Відомо, що зміна частоти n обертання шипу підшипника ковзання супроводжується зміною параметра λ його мастильного режиму, що, у свою чергу, викликає зміни товщини h_{min} мастильного шару. Ті ж закономірності, які впливають з табл. 3.1, відзначаються й у роботі МОП. З неї видно, що зростання швидкості руху локомотива супроводжується збільшенням параметра λ режиму роботи МОП, товщини h_{min} мастильного шару, а також формуванням того або іншого режиму змащення поверхонь тертя. При номінальному діаметральному зазорі ($\Delta = 0,50$ мм) [16] виникнення найбільш сприятливого (рідинного) режиму можливо при швидкості локомотива, що перевищує 60 км/год. У діапазоні менших швидкостей напруженість роботи МОП зростає, причому найбільш

Таблиця 3.1 – Характеристика режиму змащення МОП як функція швидкості тепловоза 2ТЕ116 і величини діаметрального зазору

Швид- кість локомо тива, км/год	Харак терис тика режи му λ	Параметри режиму змащування в залежності від величини діаметрального зазору δ в МОП								
		$\Delta = 0,50$ мм			$\Delta = 1,00$ мм			$\Delta = 1,60$ мм		
		h_{min} , мкм	коэф. надійн ості	режим змащу вання	h_{min} , мкм	коэф. надійн ості	режим змащу вання	h_{min} , мкм	коэф. надійн ості	режим змащу вання
0-10	85								< 1,0	гранич ний
10-20	130									
20-30	174									
30-40	211									
40-50	288									
50-60	395									зміша ний
60-70	905								1,1	
70-80	1359	55,0	5,4		35,0	3,5	рідинн	19,2	1,9	
80-90	2141	75,0	7,4		47,5	4,7	ий	33,6	3,3	
90- 100	3138	100,0	9,9		70,0	6,9		42,4	4,2	

критичні умови з погляду пошкоджуваності поверхні тертя виникають при швидкостях 0-30 км/год, при яких на поверхнях МОП діє граничний режим змащення. За даними табл. 3.1 побудований графік зміни мінімального теоретичного значення товщини мастильного шару як функції швидкості руху локомотива 2ТЕ116 при різній величині діаметрального зазору (рис. 3.1). Зношування МОП у процесі експлуатації супроводжується збільшенням діаметрального зазору Δ , що, як впливає з табл. 3.1 і рис. 3.1, веде до жорсткості режиму його роботи. Так, при збільшенні діаметрального зазору з $\Delta=0,50$ мм до $\Delta=1,00$ мм границі існування граничного й змішаного тертя поширюються до швидкості 70 км/год, а у випадку граничного зазору $\Delta=1,60$ мм – до 80 км/год.



Рисунок 3.1 – Графік зміни товщини мастильного шару на поверхнях тертя МОП локомотива 2ТЕ116:

δ – коефіцієнт режиму змащення; $h_{кр}$ – критична товщина мастильного шару;
1 – діаметральний зазор $\Delta=0,50$ мм; 2 – $\Delta=1,00$ мм; 3 – $\Delta=1,60$ мм

При цьому тривалість дії режиму граничного й змішаного тертя на робочих поверхнях МОП відповідно становить від 55 до 85% від загального часу руху локомотива. Одночасно із цим зменшується область існування рідинного тертя. Наприклад, при досягненні граничного зазору $\Delta=1,6$ мм умови для рідинного тертя виникають тільки при швидкостях, що перевищують 80 км/год. Визначення коефіцієнта f_{mp} сил зовнішнього тертя [17] на контактних поверхнях МОП

$$f_{mp} = \frac{\tau_0}{HB} + \beta + 0,52\sqrt{\Delta} \left(\frac{p_c}{HB} \right)^{0,25}, \quad (3.6)$$

де τ_0 – дотичне напруження від дії сил міжмолекулярної взаємодії;

HB – твердість матеріалу тертя;

β – коефіцієнт зміцнення;

Δ – безрозмірний комплекс, що характеризує геометричний профіль поверхонь

тертя;

p_c – контурний тиск.

Результати розрахунку коефіцієнта $f_{тр}$ тертя на поверхнях МОП наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Розрахунок залежності коефіцієнта тертя $f_{тр}$ від навантажувально-швидкісного режиму МОП і діаметрального зазору [18]

Швид- кість локомоти ва, км/год	Потуж- ність від максимал ьної, %	Контурна площа, A , см ²	Контурний тиск, МПа	Коефіцієнт тертя при діаметральному зазорі		
				$\Delta = 0,50$ мм	$\Delta = 1,00$ мм	$\Delta = 1,60$ мм
0-10	43	7,08	42.5	0,1081		
10-20						
20-30						
30-40						
40- 50						
50-60						0.1059
60-70						0,0815
70- 80						0,0521
80-90	80	*	*	0,0042	0,0039	0,0047
90- 100	76	*	*	0,0055	0,0046	0,0052

Характеристика режиму змащення МОП як функція швидкості тепловоза 2ТЕ116 і величини діаметрального зазору розрахунок залежності коефіцієнта тертя $f_{тр}$ від навантажувально-швидкісного режиму МОП і діаметрального зазору на підставі розрахункових даних з табл. 3.1 і 3.2 у логарифмічному виді побудована діаграма для пари тертя МОП тепловоза 2ТЕ116 (рис. 3.2). У цілому характер отриманої діаграми відповідає характеру подібної залежності для підшипників ковзання.

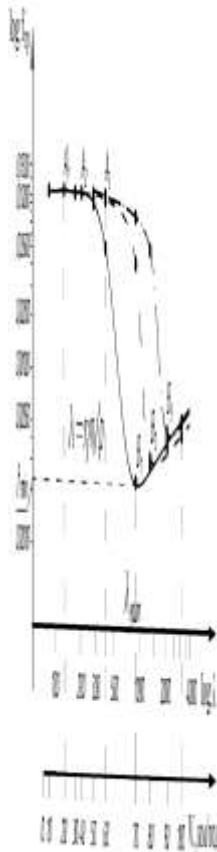


Рисунок 3.2 – Діаграма для пари тертя МОП при різних величині діаметрального зазору Δ і швидкості V руху локомотива 2ТЕ116:

1 – діаметральний зазор $\Delta=0,50$ мм; 2 – $\Delta=1,00$ мм; 3 – $\Delta=1,60$ мм

Разом з тим у відношенні МОП ця діаграма має ряд особливостей. Відомо, що найбільші ушкодження поверхонь будь-якої пари тертя пов'язані з роботою в режимах змішаного й особливо граничного тертя. З діаграми випливає, що режим змішаного тертя для кривій 1 існує в області $A_1 - B_1$. Найменш напружені умови роботи на поверхнях тертя МОП існують при величині діаметрального зазору $\Delta=0,50$ мм – крива 1. Найменше значення коефіцієнта тертя f_{min} відзначається в крапці B_1 при значенні характеристики режиму $\lambda_{крит} \approx 870$. Ділянка кривій 1, що лежить правіше крапки B_1 , відбиває роботу підшипника в умовах рідинного тертя. При переході характеристики режиму до значень меншим $\lambda_{крит}$ (лівіше крапки B_1) на поверхнях складаються умови для змішаного тертя, а при подальшому зменшенні параметра λ (ліворуч від крапки A_1) діє область граничного тертя. У міру збільшення діаметрального зазору Δ від 0,50 мм до 1,00 мм і далі до

$\Delta=1,60$ мм крива функції $f_{mp}=f(\lambda)$ зміщується відносно кривій 1 вправо й нагору, в область більших значень λ і f_{mp} (криві 2 і 3). При цьому область існування режиму рідинного тертя (ділянка на кривих 2 і 3 правіше крапок B_2 і B_3) у МОП суттєво зменшується, у той же час як область дії граничного тертя (ділянки лівіше крапок A_2 і A_3) розширюється [19].

Збільшення тривалості дії граничного тертя на поверхнях МОП супроводжується збільшенням більш ніж на 30% середнього значення коефіцієнта тертя. Це означає, що умови роботи підшипника стають більш напруженими. Зсув характеристичної крапки B_1 вправо трактується як результат східчастого збільшення навантаження на підшипник.

Отже, аналогічну тенденцію в зсувах крапки B_1 до B_2 і далі до B_3 (рис. 3.2) можна розглядати як ознаку додаткового навантаження на підшипник, обумовлений збільшенням діаметрального зазору. На ділянці швидкості руху 0-30 км/год, одночасно зі збільшенням швидкості, локомотив плавно нарощує потужність, досягаючи до кінця цієї ділянки близько 70% від своєї максимальної величини (табл. 3.2). Тому ще однією особливістю побудованої діаграми є те, що на цій ділянці коефіцієнт тертя характеризується деякої стабільною величиною, близької для всіх трьох кривих до $f_{mp}=0,1080-0,1090$. Подальше збільшення швидкості локомотива сприяє виникненню й прогресуванню на контактних майданчиках тертя МОП гідродинамічних явищ, завдяки чому граничний режим тертя поступається місцем змішаному, а величина f_{mp} різко знижується (рис. 3.2). Причому, якщо при номінальному зазорі (крива 1) мінімум f_{mp} досягається при швидкості 70 км/год, то залежно від ступеня зношування поверхонь МОП (криві 2 і 3) досягнення мінімальних значень f_{mp} для цих кривих зрушується до набору швидкостей відповідно 80 і 90 км/год. У цілому ці зміни можна вподібнити тем, які відбулися б у МОП у випадку жорсткості його навантажувально-швидкісного режиму. Таким чином, зростання діаметрального зазору приводить до збільшення тривалості експлуатації підшипника в режимах граничного й змішаного тертя при одночасному скороченні тривалості його роботи в рідинному режимі. У цілому ці зміни сприяють переходу підшипника до роботи в умовах більш напруженої

експлуатації. Кількісну оцінку ступеня напруженості режиму експлуатації МОП як функції величини його діаметрального зазору можна одержати, провівши розрахунки швидкості зношування й зношування поверхонь тертя.

Результати розрахунку для найбільш навантаженого МОП тягового електродвигуна ЕД118А наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Відносна швидкість зношування й зношування в сполученні МОП на різній швидкості тепловоза 2ТЕ116

V, км/год	f_{mp}			Відносна швидкість зношування			Відносне зношування		
	$\Delta=0,5$ мм	$\Delta=1,0$ мм	$\Delta=1,6$ мм	$\Delta=0,5$ мм	$\Delta=1,0$ мм	$\Delta=1,6$ мм	$\Delta=0,5$ мм	$\Delta=1,0$ мм	$\Delta=1,6$ мм
0-10	0,1081			1,00			1,00		
10-20									
20-30									
30-40								7,19	
40-50								9,01	
50-60								10,12	10,71
60-70								4,61	8,70
70-80								*	5,28
80-90	0,0042	0.0039	0.0047	*	*	*	*	*	*
90-100	0,0055	0.0046	0.0052	*	*	*	*	*	*

Під відотною величиною швидкості зношування розуміється відношення швидкості зношування до одиниця виміру швидкості зношування. За одиницю виміру швидкості зношування нами прийнята величина швидкості зношування, яка властива умовам роботи МОП при діаметральному зазорі $\Delta=0,50$ мм і руху тепловоза на швидкості від 0 до 10 км/год. Зношування визначався як добуток відносної швидкості зношування на тривалість режиму тертя в певному інтервалі

швидкості руху локомотива.

Аналіз даних табл. 3.3 показує, що продовження режиму дії граничного й змішаного тертя у випадку збільшення діаметрального зазору Δ призводить до росту швидкості зношування поверхонь підшипника. Якщо в якості відправних величин розглядати значення швидкості зношування, властиві значенню характеристики λ режиму роботи МОП при швидкості руху локомотива 10 км/год, то можна відзначити [20]:

- зі збільшенням швидкості руху в межах дії граничного й змішаного режимів зростають показники швидкості зношування ушкодження поверхонь тертя МОП;

- при номінальній величині діаметрального зазору у всьому діапазоні робочих швидкостей локомотива показник швидкості зношування γ збільшується щодо базового значення до 4 разів, а величина зношування до 8 разів;

- природне зростання величини діаметрального зазору приводить до розширення діапазону швидкостей руху, на яких діє режим граничного й змішаного тертя, наслідком чого є прискорений, до 75%, зношування робочих поверхонь МОП;

- максимальні темпи ушкоджень робочих поверхонь МОП спостерігаються при навантаженнях руху, що діють у підшипниках у діапазоні швидкостей, локомотива 40-70 км/год.

4 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ МОТОРНО-ОСЬОВОГО ВУЗЛА КОЛІСНО-МОТОРНОГО БЛОКА ЛОКОМОТИВА

Моторно-осьовий підшипниковий вузол з підшипниками ковзання нескладної конструкції й зручний в експлуатації. Але він не позбавлений недоліків:

- при високих швидкостях руху локомотива подача рідкого змащення в зону тертя гнотами, розміщеними в робочій камері й притиснутими до шийки осі колісної пари пластиною, не забезпечує нормального режиму тертя в моторно-осьовому підшипнику через відрив притискного пристрою від осі колісної пари;
- забруднення гнотів різними механічними домішками з боку середньої частини осі й замаслювання тертьових поверхонь польстера;
- замерзання гнотів через нестійкість гнотової подачі мастила при обводнюванні гнотової пружі від потрапляння вологи;
- низька несуча здатність нижнього вкладиша МОП в зоні вікна, призначеного для розміщення гнотів і польстера;
- незначна площа контакту із шийкою осі при гіперболічному розточенні робочих поверхонь вкладишів МОП;
- низька несуча здатність масляного клина, особливо при високих швидкостях руху локомотива, через недостатню подачу змащення бічними поверхнями гнотів у зону тертя;
- викид значної частини рідкого змащення із зони тертя в невідпрацьованому виді при низьких швидкостях руху локомотива.

Аналіз причин виходу з ладу МОП ковзання в умовах експлуатації дозволяє зробити висновок про те, що найбільший вплив на довговічність і безаварійність роботи моторно-осьового підшипникового вузла чинить площа контакту, умови змащування й герметизації робочих поверхонь підшипника й шийки осі колісної пари. У зв'язку із цим однією з першочергових є завдання вдосконалювання моторно-осьового підшипникового вузла колісно-моторного блоку локомотивів з метою зниження витрат на обслуговування й ремонт МОП в експлуатаційних і

ремонтних депо.

З урахуванням викладеного пропонуємо нове конструктивне рішення моторно-осьового підшипника ковзання з підвищеною площею контакту (за рахунок виключення вікна для підведення змащення) і поліпшеним ущільненням робочої поверхні й системою примусового змащування поверхонь тертя, що враховує недоліки існуючих систем.

Пропонована будова моторно-осьового підшипника ковзання локомотива з можливістю застосування примусової системи змащення робочих поверхонь містить вкладиші зі сталевими корпусами, які вмонтовані в сталеві корпуси кожного вкладиша, радіальну опору – напіввтулку й осьову опору – напівдиск, півкільця встановлені в канавки напівдиска й буртика корпусу. Кільцеві канавки на зовнішній поверхні напіввтулки виконані з кільцевими буртиками, на внутрішній поверхні напіввтулки виконані поглиблення, наприклад, конічної форми, які утворюють рельєф із системою дискретних поглиблень, порожнини кільцевих канавок з'єднані каналами з поглибленнями. З боку буртика корпусу виконаний канал, пов'язаний з порожниною кільцевої канавки в буртика корпусу, при цьому порожнина кожної наступної кільцевої канавки з'єднана каналами з порожниною попередньої канавки, а порожнина канавки в осьовій опорі з'єднана каналами з поглибленнями на торцевій поверхні півдиска через колектор, заповнений, металевою сіткою [21]. Рішення технічного завдання пояснимо рисунками.

Моторно-осьовий підшипник ковзання складається з верхнього 1 і нижнього 2 вкладишів (рис. 4.1). Кожний вкладиш містить сталевий корпус 3, у який вмонтовані радіальна опора – напіввтулка 4 і осьова опора – півдиск 5 (рис. 4.1, а). На зовнішній поверхні напіввтулки виконані кільцеві канавки 6 з кінцевими буртиками 7 (рис. 4.1, б) На внутрішньої поверхні напіввтулки виконані поглиблення 8, які з'єднані каналами 9 з порожнинами кільцевих канавок 6. У корпусі 3 з боку упорного буртика виконаний канал 10, зв'язаний з порожниною кільцевої канавки напіввтулки. Порожнини кільцевих канавок 6 з'єднано між собою каналами 11, при цьому порожнина канавки осьової опорі 5 з'єднана каналами 12 і 13 з поглибленнями 14 на торцевій поверхні півдиска через

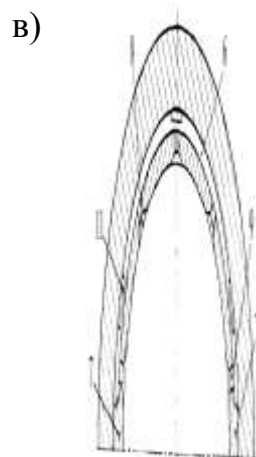
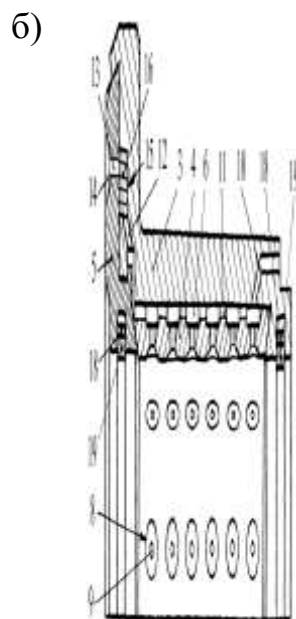
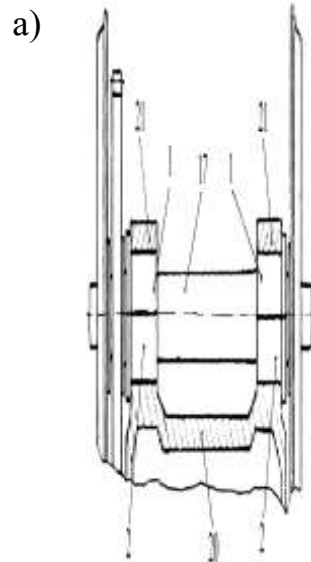


Рисунок 4.1 – Поздовжній перетин вузла ковзання МОП:

а) – підшипникового вузла моторного-колісно-моторного блока; б) – вкладиша опори ковзання; в) – вкладиша по кільцевій канавці напіввтулки

колектор 15, заповнений металевою сіткою 16.

Складання вкладиша здійснюють у наступній послідовності.

Напіввтулку вводять у контакт із поверхнею упорного буртика корпусу, потім радіальним переміщенням напівдиска вводять його у фланець корпусу 3. Осьове положення напівдиска фіксують завальцюванням циліндричного паска корпусу 3 на зовнішню конічну поверхню півдиска.

Перед установкою вкладишів на вісь 20 у канавки буртика корпусу 3 і напівдиска 5 встановлюють експандери 18 і напівкільця 19. Нижні вкладиші 2 з колісною віссю 20 укладають на постелі кістяка 21 тягового двигуна, потім встановлюють верхні вкладиші 1 і шапки МОП 22.

При русі локомотива до третювих поверхонь вкладишів підшипників підводить рідкий мастильний матеріал. Подача мастильного матеріалу здійснюється через канал 10 у кільцеву порожнину 6 у буртика корпусу. Через канали 11 мастильний матеріал надходить в усі кільцеві порожнини, які заціпаються буртиками 7. З кільцевої порожнини в осьові опори мастильний матеріал надходить через канали 12 у колектор 15 і далі, через канали 13, – у поглиблення 14 осьової опори.

Оскільки колектор 15 заповнений пористим матеріалом – металевою сіткою із гніздами малої величини, то потоку мастильного матеріалу в поглибленнях 14 створюється великий опір і мастильний матеріал надходить у поглиблення 14 малими дозами.

Одночасно з кільцевих канавок через канали 9 мастильний матеріал надходить у поглиблення 8 радіальної опори. Витік масла через вкладиші стабілізується ущільненнями 19 і опором потоку в колекторі 15.

Оскільки поглиблення на поверхнях тертя не повідомляються між собою, то утворюється рельєф із системою дискретних поглиблень. Це забезпечує кращий розподіл мастильного матеріалу по третювих поверхнях, гідродинамічний тиск у поглибленнях радіальної опори вкладиша.

Поліпшення умов змащування третювих поверхонь сприяє зменшенню швидкості зношування робочих поверхонь підшипника й зниженню втрат на тертя. Для представленої конструкції моторно-осьового підшипника ковзання

була розроблена система змащування, яка враховує недоліки розроблених раніше систем.

Конструкція системи примусового змащування моторно-осьових підшипників 1 і 2 на осі 3 містить плунжерний насос 4 і кулачок 5 (рис. 4.2).

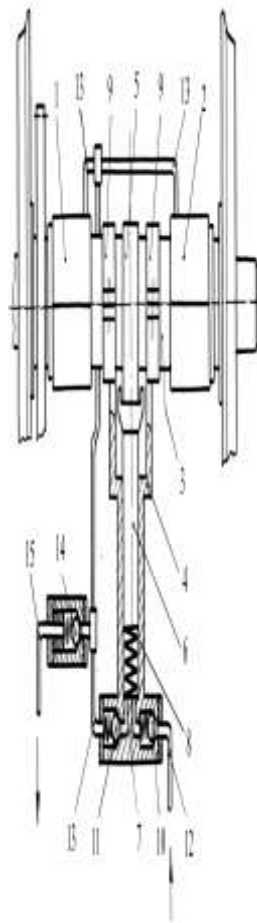


Рисунок 4.2 – Примусова система змащування моторно-осьових підшипників локомотива

Насос 4 складається із плунжера 6, клапанної коробки 7 і пружини 8. Корпус насоса 4 зв'язаний з віссю 3 за допомогою різних опор 9. Конструктивно опори 9 можуть бути виконані з опорними поверхнями ковзання або кочення. Клапанна коробка 7 містить усмоктувальний 10 і нагнітальний 11 клапани. Кулачок 5 для монтажу на вісь 3 може бути виконаний різним. Система змащування містить у собі канали всмоктування 12 і нагнітання 13. Канал нагнітання з'єднано із клапаном 14, що обмежують величину тиску мастильного матеріалу. Перед роботою системи змащування регулюють

мінімальну величину стиснення пружини 8, наприклад, підбивкою на торцевій поверхні плунжера 6 і максимальну величину тиску нагнітання запобіжним клапаном 14. Таким чином, кріплення корпусу насоса за допомогою опор, розміщених на осі колісної пари, привод насоса від кулачка, яким постачена вісь колісної пари, забезпечують компактність пристрою, зручність його регулювання, а введення клапана, що обмежує величину тиску мастильного матеріалу, сприяє підвищенню експлуатаційної надійності приводу насоса в системі примусового змащування моторно-осьових підшипників локомотива.

ВИСНОВКИ

При виконанні роботи на тему «Удосконалення системи змащування моторно-осьових підшипників локомотивів» ми розглянули комплексне удосконалення систем змащення МОП за рахунок зміни способу та місця подачі мастила.

При виконанні огляду та аналізу систем змащування моторно-осьових підшипників локомотивів ми розглянули методи змащування моторно-осьових підшипників локомотивів, виконали оцінку розробок з підвищення ресурсу моторно-осьових підшипників, проаналізували вплив електростатичної обробки мастила на процес змащення й розглянули фізичне моделювання зношування моторно-осьового підшипника тепловоза. Можна стверджувати, що існуючі системи змащення МОП локомотивів мають ряд недоліків, які обмежують їх ресурс, а саме:

- при високих швидкостях руху локомотива подача рідкого змащення в зону тертя гнітами, розміщеними в робочій камері й притиснутими до шийки осі колісної пари пластиною, не забезпечує нормального режиму тертя в моторно-осьовому підшипнику через відрив притискного пристрою від осі колісної пари;
- забруднення гнотів різними механічними домішками з боку середньої частини осі й замаслювання тертьових поверхонь польстера;
- замерзання гнотів через нестійкість гнотової подачі мастила при обводнюванні гнотової пряжі від потрапляння вологи;
- низька несуча здатність нижнього вкладиша МОП в зоні вікна, призначеного для розміщення гнотів і польстера;
- незначна площа контакту із шийкою осі при гіперболічному розточенні робочих поверхонь вкладишів МОП;
- низька несуча здатність масляного клина, особливо при високих швидкостях руху локомотива, через недостатню подачу змащення бічними поверхнями гнотів у зону тертя;
- викид значної частини рідкого змащення із зони тертя в невідпрацьованому виді при низьких швидкостях руху локомотива.

Такі недоліки можливо усунути шляхом удосконалення системи змащення, яке полягає у організації примусової циркуляції осьового мастила.

Для можливості прогнозування роботи МОП ми розглянули методику розрахунку та виконали моделювання напружень у моторно осьових підшипниках.

Для удосконалення системи змащування моторно-осьового вузла колісно-моторного блока локомотива ми виконали оцінку режимів тертя і змащування у підшипниках моторно-осівого підвішування ТЕД локомотивів

З урахуванням викладеного запропоновано нове конструктивне рішення моторно-осьового підшипника ковзання з підвищеною площею контакту і поліпшеним ущільненням робочої поверхні й системою примусового змащування поверхонь тертя, що враховує недоліки існуючих систем. Запропонована будова моторно-осьового підшипника ковзання локомотива з можливістю застосування примусової системи змащення робочих поверхонь має забезпечити більш якісне змащування на режимах низьких швидкостей руху при збереженні оптимальних режимів змащування на великих швидкостях, що в свою чергу має поліпшити надійність МОП, зменшити кількість непланових ремонтів та експлуатаційних витрат у локомотивному господарстві.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Руднев В.С. Тяговый привод колесных пар тепловоза /В.С. Руднев //Локомотив – информ. – 2007. – № 9. – С. 35-40.
- 2 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. /Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2008. – 287 с.
- 3 Головінов Г.Г. Тертя і мащення тягових приводів локомотивів /Головінов Г.Г. – Луганськ: Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля, 1996. – 116 с.
- 4 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. /Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 360 с.
- 5 Положення про планово-попереджувальну систему ремонту і технічного обслуговування тягового та моторвагонного рухомого складу (електровозів, тепловозів, електро- та дизель-поїздів) №429Ц/ОД: затв. Наказом Укрзалізниці від 15.10.2015. – К.: вид-во Укрзалізниці, 2015. – 45 с.
- 6 Калабухін Ю.Є. Аналіз сучасного стану тягового рухомого складу залізниць України /Ю.Є. Калабухін //Локомотив – інформ. – 2008. – №11. – С. 4-5.
- 7 Експлуатація локомотивів та локомотивне господарство. Організація ремонтного та екіпірувального господарства: підручник /Б.Є. Боднар, М.І. Капіца, Є.Б. Боднар, О.Б. Очкасов; за ред. д-ра техн. наук, проф. Б.Є. Боднара. – Електрон. вид. – Дніпро: Укр. держ. ун-т науки і технологій, 2022. – 220 с.
- 8 Груник І. С. Циркуляційна система змащування моторно-осьового підшипника локомотива //Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту: тези доповідей 77-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті». - 2015. - Вип. 151. - С. 186-187.
- 9 Головінов Г. Підвищення надійності тягових приводів транспортних

засобів /Г.Головінов, А.Черняєв, М.Терещенко //Вісн. Акад. митн. служби України. – 2006. - №3 - С. 99-103.

- 10 Астахов В. Н. Особенности гидродинамической смазки на поверхностях трения моторно-осевых подшипников /В. Н. Астахов, И. С. Грунык, П. Е. Коновалов //Зб. наук. пр. /Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Х., 2011. – Вип. 127. – С. 152-159.
- 11 Астахов В. Н. Особенности нагружения поверхностей трения в моторно-осевых подшипниках локомотивов /В. Н. Астахов, Е. Н. Лысиков, П. Е. Коновалов //Зб. наук. пр. /Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків, 2011. – Вип. 125. – С. 69–75.
- 12 Коновалов П. Є. Фізична модель зношування моторно-осьового підшипника тепловоза /П.Є. Коновалов //Вост.-европ. журн. передовых технологий – 2013.- Т.1, №7(61). – С. 25-29.
- 13 Інструкція з використання мастильних матеріалів на тяговому рухомому складі залізниць України: ЦТ-0060. – К.: 2003. – 54 с.
- 14 Бобирь Д. В., Грищенко М. А., Сердюк В. Н. Теорія локомотивної тяги: підручник. Дніпро: Укр. держ. ун-т науки і технологій, 2022. – 385 с.
- 15 Правила технічної експлуатації залізниць України. – К.: Укрзалізниця, 1998. – 264 с.
- 16 Правила технічного обслуговування та поточних ремонтів тепловозів 2ТЕ116, які затверджені наказом Укрзалізниці від 20.03.2013 №075-Ц/од. – К.: вид-во Укрзалізниці, 2013. – 47 с.
- 17 Астахов В. Н. Оценка режимов трения и смазки в подшипниках осевого подвешивания локомотивов /В. Н. Астахов, Е. Н. Лысиков, П. Е. Коновалов //Зб. наук. пр. /. – Дніпропетровськ: ДІПТ, 2011. – Вип. 40. – С. 46-53.
- 18 Лысиков Е.Н. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем /Лысиков Е.Н., Косолапов В.Б., Воронин С.В. – Харків: ЕДЕНА, 2009. – 274 с.
- 19 Винарский М.С., Лурье М.В. Планирование Эксперимента в технологических исследованиях. – К.: Техника, 1975. – 168 с.

- 20 Холодов А.М., Руднев В.К., Гарнец В.Н. Технические основы создания машин. – К.: УМК ВО, 1992. – 296с.
- 21 Федыня В.П., Зубченко А.Н. влияние формы и материала рабочих электродов на эффективность работы электросепаратора жидких диэлектриков. Исследование процессов подготовки, применения и контроля качества авиаГСМ и спецжидкостей: Сб. науч. тр. – К.: КНИГА, 1988. – С. 88 - 92.