

Міністерство освіти і науки України  
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Будівництво, архітектура та інфраструктура»  
(назва факультету)

«Транспортна інфраструктура»  
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка  
до кваліфікаційної роботи  
ОС «магістр»  
(ступінь вищої освіти)

на тему: Дослідження експлуатаційних властивостей дискових гальм  
пасажирських вагонів

за освітньою програмою «Інтероперабельність і безпека  
на залізничному транспорті»

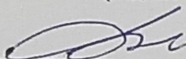
зі спеціальності: 273 Залізничний транспорт  
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ІН2226

  
(підпис студента)

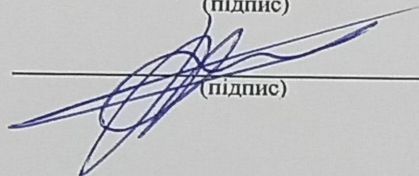
/ Євген ПИВОВАРОВ /  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:

  
(підпис)

/ проф. Леонтій МУРАДЯН /  
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)


Нормоконтролер:

  
(підпис)

/ зав. каф. Олексій ТЮТ'КІН /  
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

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

Студент

  
(підпис)

Дніпро – 2024 рік

Міністерство освіти і науки України  
Український державний університет науки і технологій

Факультет: «Будівництво, архітектура та інфраструктура»

Кафедра: «Транспортна інфраструктура»

Рівень вищої освіти: «Магістр»

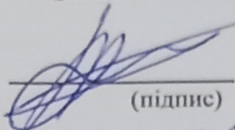
Освітня програма: «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»  
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

«Транспортна інфраструктура»

 (підпис) Олексій ТЮТКІН  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Дата 22 червня 2022

**ЗАВДАННЯ**

на кваліфікаційну роботу

ОС «магістр»

(ступінь вищої освіти)

студенту Пивоварову Євгену Миколайовичу

(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: «Дослідження експлуатаційних властивостей дискових гальм пасажирських вагонів»

Керівник роботи: Мурадян Леонтій Абрамович, д.т.н., професор

(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від «26» квітня 2023 р. № 360ст

2. Строк подання студентом роботи: «15» січня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Результати експлуатаційних випробувань дискових гальм пасажирських вагонів.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

Вступ. Розділ 1. Аналіз напрямки розвитку гальмових систем швидкісних поїздів. Розділ 2. Розрахунок дискового гальма пасажирського вагону. Розділ 3 Конструктивні особливості візка пасажирського вагонів нового покоління будови пат «Крюківський вагонобудівний завод». Розділ 4 Аналіз експлуатаційних властивостей вузла «диск-накладка» дискових гальм на вагонах побудови пат «КВБЗ». Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація за матеріалами досліджень- 12 слайдів.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<u>Розділ 1. Аналіз напрямки розвитку гальмових систем швидкісних поїздів.</u>	30.10.2023-19.11.2023	
2	<u>Розділ 2. Розрахунок дискового гальма пасажирського вагону.</u>	20.11.2023-17.12.2023	
3	<u>Розділ 3 Конструктивні особливості візка пасажирського вагонів нового покоління будови пат «Крюківський вагонобудівний завод».</u>	20.11.2023-17.12.2023	
4	<u>Розділ 4 Аналіз експлуатаційних властивостей вузла «диск-накладка» дискових гальм на вагонах побудови пат «КВБЗ».</u>	18.12.2023-07.01.2024	
4	Перевірка роботи на наявність збігів текстових (літерних і цифрових) символів та графічних фрагментів. Отримання відгуку.	08.01.2024-14.01.2024	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	15.01.2024	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	Згідно з планом ЕК	

Студент

(підпис)

Євген ПИВОВАРОВ

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

(підпис)

Леонтій МУРАДЯН

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Міністерство освіти і науки України  
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Будівництво, архітектура та інфраструктура»  
(назва факультету)

«Транспортна інфраструктура»  
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка  
до кваліфікаційної роботи  
ОС «магістр»  
(ступінь вищої освіти)

на тему: Дослідження експлуатаційних властивостей дискових гальм  
пасажирських вагонів  
за освітньою програмою «Інтероперабельність і безпека  
на залізничному транспорті»  
зі спеціальності: 273 Залізничний транспорт  
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ІН2226

\_\_\_\_\_ (підпис студента)

/ Євген ПИВОВАРОВ /  
\_\_\_\_\_ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:

\_\_\_\_\_ (підпис)

/ проф. Леонтій МУРАДЯН /  
\_\_\_\_\_ (посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:

\_\_\_\_\_ (підпис)

/ зав. каф. Олексій ТЮТЬКІН /  
\_\_\_\_\_ (посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

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

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Дніпро – 2024 рік

**Ministry of Education and Science of Ukraine**  
**Ukrainian State University of Science and Technologies**

Building, architecture and infrastructure  
(faculty)

---

Transport infrastructure  
(department)

---

**Explanatory Note**  
**to Master's Thesis**  
**Master**  
(higher education degree)

on the topic: Research of operational properties of disc brakes of passenger cars  
according to educational curriculum Interoperability and safety in railway transport  
in the Specialization: 273 Railway Transport  
(Specialization and its code )

Done by the student of the group: IH2226 / Evhen PYVOVAROV /  
(name, surname)

Scientific Supervisor: / Prof. Leontii MURADIAN /  
(position, name, surname)

Normative controller: / Head of Dept. Oleksii TIUTKIN /  
(position, name, surname)

Dnipro – 2024

**Міністерство освіти і науки України**  
**Український державний університет науки і технологій**

Факультет: «Будівництво, архітектура та інфраструктура»  
Кафедра: «Транспортна інфраструктура»  
Рівень вищої освіти: «Магістр»  
Освітня програма: «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»  
Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»  
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри  
«Транспортна інфраструктура»

Олексій ТЮТЬКІН

(підпис)

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Дата \_\_\_\_\_

**ЗАВДАННЯ**

на кваліфікаційну роботу

ОС «магістр»

(ступінь вищої освіти,

студенту Пивоварову Євгену Миколайовичу

(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: «Дослідження експлуатаційних властивостей дискових гальм пасажирських вагонів»

Керівник роботи: Мурадян Леонтій Абрамович, д.т.н., професор

(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від «26» квітня 2023 р. № 360ст

2. Строк подання студентом роботи: «15» січня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Результати експлуатаційних випробувань дискових гальм пасажирських вагонів.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

Вступ. Розділ 1. Аналіз напрямки розвитку гальмових систем швидкісних поїздів. Розділ 2. Розрахунок дискового гальма пасажирського вагону. Розділ 3 Конструктивні особливості візка пасажирського вагонів нового покоління будови пат «Крюківський вагонобудівний завод». Розділ 4 Аналіз експлуатаційних властивостей вузла «диск-накладка» дискових гальм на вагонах побудови пат «КВБЗ». Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація за матеріалами досліджень, викладених в магістерській роботі (PowerPoint, 10...12 слайдів).

## 6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<a href="#">Розділ 1. Аналіз напрямки розвитку гальмових систем швидкісних поїздів.</a>	30.10.2023- 19.11.2023	
2	<a href="#">Розділ 2. Розрахунок дискового гальма пасажирського вагону.</a>	20.11.2023- 17.12.2023	
3	<a href="#">Розділ 3 Конструктивні особливості візка пасажирського вагонів нового покоління будови пат «Крюківський вагонобудівний завод».</a>	20.11.2023- 17.12.2023	
4	<a href="#">Розділ 4 Аналіз експлуатаційних властивостей вузла «диск-накладка» дискових гальм на вагонах побудови пат «КВБЗ».</a>	18.12.2023- 07.01.2024	
4	Перевірка роботи на наявність збігів текстових (літерних і цифрових) символів та графічних фрагментів. Отримання відгуку.	08.01.2024- 14.01.2024	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	15.01.2024	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	Згідно з планом ЕК	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Євген ПИВОВАРОВ

\_\_\_\_\_ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

Леонтій МУРАДЯН

\_\_\_\_\_ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

75 стор., 37 рис., 4 табл., 48 літературних джерел.

Об'єкт розробки – дискові гальмі пасажирських вагонів.

Мета роботи – є дослідження експлуатаційної надійності пари тертя «накладка-диск» дискових гальм пасажирських ваг.

Метод дослідження – аналіз, прогнозування, обробка результатів порівняльних випробувань.

В магістерській роботі розглядається експлуатаційна надійність фрикційної пари дискових гальм пасажирських вагонів.

Виконано аналіз конструктивних особливостей різних моделей дискових гальм вагонів; розраховано дискові гальма вагону, наведено та проаналізовано результати експериментальних досліджень на предмет довговічності гальмівних накладок, та їх вплив на гальмівний диск.

Ключові слова: ВАГОНИ, РУХОМИЙ СКЛАД, ДИСКОВІ ГАЛЬМА, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВИПРОБУВАННЯ, ТЕРТЯ, ДИСК, НАКЛАДКИ, ЗНОС, ПРОБІГ.

## ЗМІСТ

Вступ .....	4
1 АНАЛІЗ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ .....	6
1.1 Перспективи розвитку і вимоги до гальмівних систем сучасного рухомого складу.....	6
1.2 Аналіз наукових досліджень в області вдосконалення дискового гальма для залізничного транспорту .....	8
1.3 Аналіз сучасних конструкцій гальмівних блоків дискового гальма для залізничного транспорту .....	15
2 РОЗРАХУНОК ДИСКОВОГО ГАЛЬМА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНУ .....	23
2.1 Дані для розрахунку.....	23
2.2 Вибір і розрахунок основних параметрів дискового гальма.....	23
2.3 Визначення довжини гальмової путі.....	34
3 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ВІЗКА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНІВ НОВОГО ПОКОЛІННЯ БУДОВИ ПАТ «КРЮКІВСЬКИЙ ВАГОНОБУДІВНИЙ ЗАВОД».....	37
3.1 Конструкція візків моделей 68-7007 (68-7012).....	37
3.2 Конструкція вузлів візка і їх особливості рами візка .....	41
4 АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВУЗЛА «ДИСК-НАКЛАДКА» ДИСКОВИХ ГАЛЬМ НА ВАГОНАХ ПОБУДОВИ ПАТ «КВБЗ» .....	60
4.1 Загальні вимоги до накладок дискових гальм .....	60
4.2 Експлуатаційні випробування.....	62
ВИСНОВКИ.....	68
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ .....	69

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб</i>		<i>Пивоваров Є.М.</i>			Дослідження експлуатаційних властивостей дискових гальм пасажирських вагонів	<i>Арк</i>	
<i>Перев.</i>		<i>Мурадян Л.А.</i>				3	71
<i>Н. Контр.</i>						УДУНТ, ІН2226(8ІН)	
<i>Затв.</i>							

## Вступ

Від стану і якості роботи залізничного транспорту залежать: забезпечення потреби громадян у перевезеннях, швидкість перевезення вантажів, перспективи подальшого соціально-економічного розвитку регіонів, захист державою національного суверенітету і безпеки країни, реалізація транзитного потенціалу країни для отримання економічного ефекту від участі в міжнародних перевезеннях та ін.

Однак для створення необхідної ефективності та якості роботи швидкісного залізничного транспорту в першу чергу повинен бути забезпечений високий рівень безпеки руху. За безпеку руху в досить великій мірі відповідає гальмівна система поїзда.

Підвищення швидкостей руху пасажирських поїздів супроводжується удосконаленням гальм вагонів. Застосування відомої конструкції колодкових гальм з впливом колодок на поверхні кочення коліс обмежена межами їх допустимого нагріву. Тому на швидкісному рухомому складі в комплексі з іншими гальмівними засобами (електричним і магніторельсовим гальмом) набули широкого поширення дискові гальма.

В умовах інтеграції України в Європейський Союз необхідно створити швидкісні залізничні магістралі, які будуть відповідати вимогам по ефективності і екологічності. Існуючі на сьогоднішній день поїзда не володіють необхідними якостями. При їх проектуванні не враховувалася екологічна політика країн Європейського Союзу, вони не розвивають необхідні швидкості руху.

Позитивний досвід активної роботи України в Організації Співдружності залізниць підтверджує доцільність і перспективу вирішення глобальних екологічних проблем, до яких належать і фізичні параметричні забруднення на відповідному міжнародному рівні.

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						4
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

До числа найбільш важливих проблем відносяться: підвищення коефіцієнта зчеплення коліс з рейками при дисковому гальмі; зменшення впливу несприятливих атмосферних умов на роботу дискових гальм; створення гальмівних накладок з високим стабільним коефіцієнтом тертя і великий зносостійкість; розробка надійної і довговічної конструкції гальмівних дисків, що забезпечують ефективне розсіювання енергії.

В роботі розглядається експлуатаційна надійність фрикційної пари дискових гальм пасажирських вагонів.

**Метою роботи** є дослідження експлуатаційної надійності пари тертя «накладка-диск» дискових гальм пасажирських вагонів.

**Для досягнення цієї мети необхідно вирішити такі завдання:**

- виконати аналіз конструктивних особливостей різних моделей дискових гальм пасажирських вагонів;
- розрахувати дискові гальма вантажного вагону,
- провести результати експериментальних досліджень на предмет довговічності гальмівних накладок, та їх вплив на гальмівний диск.

**Об'єкт дослідження.** Фрикційна пара «накладка-гальмівний диск»

**Предмет дослідження:** зношення елементів дискового гальма під час дослідної експлуатації.

**Методи дослідження:** аналіз, прогнозування, обробка результатів порівняльних випробувань

**Матеріал дослідження.** В процесі виконання роботи використовувалася технічна література, нормативна документація, у напрямку дослідження, матеріали, що зібрані в Інтернеті.

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						5
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 АНАЛІЗ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ

## 1.1 Перспективи розвитку і вимоги до гальмівних систем сучасного рухомого складу

Розвиток залізничного транспорту в Україні диктує такі вимоги; зростання мобільності населення та оптимізації руху товарів, зміцнення економічного суверенітету, національної безпеки і обороноздатності країни, зниження сукупних транспортних витрат економіки, гармонійно пов'язаною з розвитком інших галузей економіки, видів транспорту і регіонів країни.

Для досягнення зазначеної мети стратегій основними принципами і найважливішими завданнями є:

- реалізація транзитного потенціалу України на базі інтеграції залізничного транспорту в міжнародні транспортні системи;
- приведення рівня якості та безпеки перевезень у відповідності до вимог населення і економіки до кращих світових стандартів на основі технологічного та технічного розвитку залізничного транспорту;
- підвищення рівня безпеки функціонування залізничного транспорту як найважливішого державного пріоритету розвитку і модернізації галузі, наукових досліджень і поточної експлуатаційної роботи.

Згідно зазначеного вище документа, планується організація виробництва рухомого складу нового покоління. Для реалізації плану передбачається:

- створення системи формування та контролю нормативних вимог до транспортних засобів і устаткування, які розробляються, виробляються або імпортуються в Україну;
- розробка і введення в дію комплексу спеціальних стандартів (нормативна база);
- розробка технічних вимог на нові типи рухомого складу з мінімізацією витрат за життєвий цикл експлуатації;

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						6
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- формування нормативно-методичної та статистичної бази для управління життєвим циклом технічних засобів;
- проведення прикладних і фундаментальних досліджень в галузі залізничного транспорту;
- облік національних інтересів при впровадженні інновацій та необхідність недопущення науково-технічної і технологічної залежності країни від зовнішніх джерел;
- поліпшення взаємодії в системі «колесо-рейка»;
- модернізація рухомого складу з продовженням експлуатаційного ресурсу і поліпшенням техніко-економічних характеристик;
- використання сучасних матеріалів і конструкцій;
- збільшення швидкості і навантаження на вісь вантажних вагонів (передбачені швидкості до 140 км/год і осьові навантаження 25 ... 30 т-сил);
- збільшення швидкостей руху пасажирських потягів (передбачено введення в експлуатацію швидкісних електропоїздів та інфраструктури для швидкостей руху до 160 км/ч).

Для виконання вище вказаних завдань щодо підвищення швидкостей пасажирських і вантажних поїздів і збільшення безпеки їх руху особливі вимоги пред'являються до гальмівних систем наявними нормативним документом «Технічний регламент безпеки рухомого складу залізничного транспорту» Постанова КМУ № 1194 від 30.12.2015;

Відповідно до зазначеного нормативного документу на швидкісному залізничному рухомому складі повинні бути передбачені додаткові заходи щодо підвищення ефективності гальмування і безпеки руху, наприклад, застосування дискових, магнітнорейкових гальм.

Таким чином, на основі стратегій розвитку залізничного транспорту в Україні, нормативних вимог та досвіду експлуатації зроблено висновок, що для забезпечення безпечного руху вантажних вагонів з конструкційної швидкістю до 140 км / год і для швидкісних пасажирських поїздів необхідно

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						7
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

передбачати підвищену ефективність їх гальмування. При цьому в якості гальмівного пристрою рекомендується застосовувати дискові гальма.

## 1.2 Аналіз наукових досліджень в області вдосконалення дискового гальма для залізничного транспорту

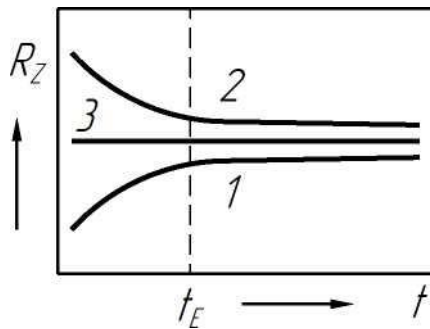
В якості наступного етапу вирішення поставленого завдання з вибору й обґрунтування актуальності напрямки досліджень проведено аналіз наявних наукових праць в галузі вдосконалення гальмівної системи рухомого складу, зокрема: застосування дискового гальма.

Виходячи з того, що гальмівні пристрої на залізничному транспорті є фрикційними, тобто працюють за рахунок тертя, і досвід експлуатації таких гальм показав, що в найбільш важких умовах роботи знаходиться фрикційна пара (колодки і колесо або накладки і диск). Деталі й вузли пари тертя в процесі гальмування підпадають під вплив багатьох зовнішніх чинників. При гальмуванні одночасно можуть виникати статичні, динамічні, термічні навантаження. До того ж деталі пари тертя відчувають фрикційний знос [5,23].

Вивченням впливу зовнішніх факторів на пару тертя, а також вивченням фізико-хімічних процесів у фрикційній контактній парі займається галузь науки про теорію сухого тертя твердих тіл [5,19]. На основі даних праць зроблені наступні висновки:

- при терті твердих тіл в приповерхневих шарах на контактній парі за рахунок механічного навантаження, що характеризується конкретними умовами, утворюється так зване «третє тіло»;
- «третє тіло» існує тільки під час контакту і володіє абсолютно особливими властивостями;
- характерним для «третього тіла» є те, що в процесі тертя твердих тіл в залежності від умов навантаження завжди встановлюється оптимальна шорсткість (рисунок 1.1);

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						8
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



1 - дуже низький ступінь початкової шорсткості; 2 - занадто висока ступінь початкової шорсткості; 3 - оптимальна шорсткість;  $t_E$  - період обкатування

Рисунок 1.1 - Зміна мікрорельєфу поверхні в процесі підробітки (притирання) в залежності від початкових умов

- виходячи з положення про існування третього тіла, необхідно мати на увазі, що граничні шари, що утворюються в місцях контакту при терті твердих тіл, володіють іншими властивостями, ніж вихідний матеріал;
- оцінка параметрів тертя і зношування, проведена на основі властивостей вихідного матеріалу, найчастіше буває лише наближеною, і для їх уточнення в більшості випадків потрібна дослідна перевірка;
- в загальному випадку характеристики процесу тертя фрикційної пари можна описати трьома групами факторів [6,8,11,33,43]: фізико-хіміко-механічними властивостями тертя матеріалів і геометрією контактування поверхонь; експлуатаційними характеристиками режиму тертя (навантаження, швидкість, температура поверхні тертя, навколишнє середовище); конструктивними особливостями вузла тертя такими, як коефіцієнт взаємного перекриття поверхонь  $K$  зв, форма і розмір контактують елементів пари тертя.

Чималу увагу вчених приділено теоретичним і експериментальним дослідженням роботи пари тертя дискового гальма в експлуатаційних умовах, так як від властивостей фрикційного зношення пари тертя залежить ефективність і якість гальмування [1,3]. За результатами робіт вчених зроблені наступні висновки:

- значний вплив на роботу пари тертя надають конструкційні фактори: площа

									Арк
									9
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	031.226589.МР.000 ПЗ				

тертя, взаємне перекриття, форма і розміри контактують елементів, жорсткість конструкції та ін.; виведення продуктів зношування із зони тертя; ефективність тепловідведення із зони тертя; вплив навколишнього середовища на контакт в зоні тертя;

- експериментально встановлено і теоретично обґрунтовано, що зі зменшенням загальної конструктивної жорсткості контактуючих елементів пари тертя коефіцієнт тертя зростає внаслідок збільшення площі фактичного контакту, тобто реальним засобом зниження жорсткості є розбиття загальної площі на окремі самостійно навантажені елементи;
- в залежності від властивостей пари тертя і режиму роботи вплив продуктів зносу на тертя і зношування може виражатися збільшенням і зменшенням коефіцієнта тертя, а може і майже не впливати на нього; факторами, що впливають на збереження частинок зносу в зоні тертя, можуть бути: розмір площі тертя, наявність канавок або пазів на поверхні, коефіцієнт взаємного перекриття;
- експериментальні дослідження показують, що при значному підвищенні температури вирішальний вплив в роботі пари тертя надає її конструкція, тобто такі параметри, як маса елементів конструкції, обсяг відведення тепла, розміри і форма поверхонь тертя;
- форма і розміри деталей пари тертя впливають на вплив газового середовища у фрикційній контакт, тобто навколишнє середовище розглядається як фактор розвитку фізико-хімічних явищ в зоні тертя, які в свою чергу впливають на процес тертя;
- наявність ребер на внутрішній поверхні диска забезпечує «вентиляційний ефект» і збільшує інтенсивність теплообміну. Як показали дослідження цей ефект істотно зменшує теплове навантаження дискового гальма навіть при короткочасних зупинок гальмування;
- на параметри роботи пари тертя великий вплив робить вибір їх матеріалів; підбирають спеціальні фрикційні матеріали, які в контакті розвивають

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						10
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

відносно високий і стабільний коефіцієнт тертя; основною характеристикою фрикційних матеріалів є здатність поглинати або розсіювати кінетичну енергію без «катастрофічного» зносу самого матеріалу і його руйнування;

- до характеристик фрикційних матеріалів пред'являються такі вимоги, як: стабільність коефіцієнта тертя, висока зносостійкість, стабільність фрикційних властивостей при нагріваннях (короткочасних і тривалих), термовтому, стійкість до утворення тріщин від теплових і силових навантажень, високий опір до схоплювання в холодному і нагрітому станах, опір до налипання, маслостійкість, відсутність виникнення автоколивань, здатність працювати при температурах до 800 ... 1000°C та ін.

Досвід експлуатації дискових гальм на рухомому складі показав, що є тенденція конструкційне розташовувати важільний механізм з пневматичним приводом (гальмівний блок) на частину візка, що обресорена. Даний спосіб розміщення гальмівного блоку є найбільш поширеним на практиці. Основний зміст цього полягає в зменшити масу візки вагона, необресорена, щоб знизити динамічні навантаження на колеса і рейки при русі вагона.

Так як гальмівний блок дискового гальма найчастіше розташовується на частини візка, що обресорена, то досить важливою темою для вивчення є робота важільного механізму в умовах експлуатації поїзда. На сьогоднішній день є мало наукових праць, присвячених дослідженню роботи блоку дискового гальма для залізничного транспорту та обґрунтуванню його раціональної конструкції.

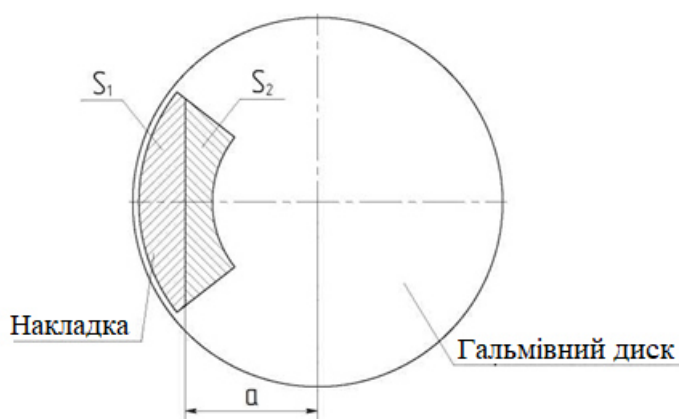
Науковці [1] проводили розрахункове дослідження з визначення точки прикладання сили натискання на гальмівну накладку дискового гальма. Згідно з дослідженнями вченого, виходить, що крім зносостійкості і постійного коефіцієнта тертя, необхідно, щоб кожна накладка зношувалися рівномірно, без освіти клиновидного зносу. Якщо ця умова не виконується, то термін служби накладок зменшується, як показує досвід експлуатації, на 20...25%. Щоб уникнути нерівномірності зносу запропонований спосіб визначення

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						11
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

точки прикладання зосередженої сили натискання на накладку.

Відповідно до твердження автора, спосіб може бути використаний навіть у разі, якщо накладка складається з набору окремих сегментів різної конфігурації, і при цьому не має значення і те, що окремі сегменти можуть бути виготовлені з різних фрикційних матеріалів. Суть способу полягає в забезпеченні умови рівності питомих робіт тертя на площах накладки.

В роботі [9] розглянуто ще один із способів забезпечення рівномірного зносу накладок в дисковому гальмі для поїздів, заснований на умови рівності питомих робіт тертя на всіх ділянках робочих поверхонь накладок. В даному випадку особливо важливо отримання рівності питомих робіт тертя на площах накладки  $S_1$  і  $S_2$ , розділених вертикальною лінією, що проходить через точки прикладання зосередженої сили натискання, як показано на рисунку 1.2. Так як лінійна швидкість будь-якої точки на поверхні диска буде збільшуватися при її віддаленні від осі обертання диска (збільшення радіусу), то і знос фрикційного матеріалу накладки і третя поверхні диска в цій точці буде збільшуватися. Тоді і величини питомих сил натискання на накладку повинні бути різними: найбільші повинні бути на площі накладки  $S_2$  (рисунок 1.2), розташованої ближче до осі обертання гальмівного диска.



$S_1$  и  $S_2$  - площі накладки, розділені вертикальною лінією, що проходить через точки прикладання зосередженої сили натискання;  $a$  - відстань від вертикальної лінії, що проходить через точки прикладання сили натискання, до осі обертання гальмівного диска

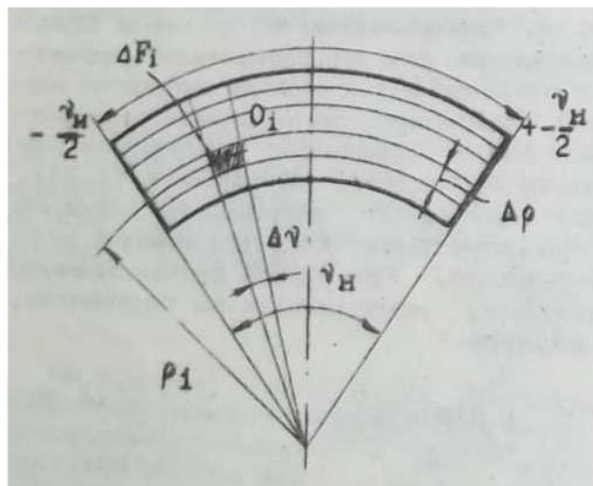
Рисунок 1.2 - Схема розташування накладки щодо гальмівного диска і умовного поділу площі накладки по лінії, проведеної через точки прикладання сили натискання

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						12
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

У статті [34] наведено обґрунтування необхідності розмежування понять коефіцієнта тертя ц матеріалів диска і накладки і коефіцієнта тертя, приведеного до осі підвіски башмака ( $\mu'$ ). Відзначається, що існуючі методики розрахунків дискового гальма занижують величину дійсного моменту тертя на 10% і більше. Дається формула для більш точного визначення гальмівного моменту. Основні теоретичні положення перевірені експериментально. Той факт, що дійсний момент тертя більше, ніж розрахункове його значення за колишніми методиками, непрямым чином підтверджується практикою експлуатації вагонів з дисковим гальмом. Так, наприклад, в систему гальм поїзда «Аврора» двічі вносилися зміни, що стосуються співвідношення плечей важелів з метою зменшення спочатку закладеного натискання. Аналогічна коригування параметрів гальма проводилася для вагона поїзда РТ-200.

У роботах [2, 4] розроблено методи вибору точки прикладання сили натискання в дисковому гальмі для забезпечення рівномірного зносу накладок і розрахунку ефективного радіуса тертя, а також отримані закономірності розподілу тиску по площі накладки і визначено вплив нерівномірності зносу накладок дискового гальма на ефективний радіус тертя.

При цьому використаний наступний принцип розрахунків: припущено, що закон зміни питомих тисків по всьому радіальним перетинах накладки при виконанні умови рівномірного зносу один і той же. Для цього розглянуті елементарні кільцеві сектори, обмежені дугами (рисунок 1.3) концентричних кіл і граничними променями від  $-v_H/2$  до  $+v_H/2$ . У межах такого сектора величина питомого тиску прийнята постійною.



$\Delta F_i = v_H \cdot \rho_i \cdot \Delta \rho$  - площа сектора;  $v_H$  - центральний кут накладки;  $\rho_i$  - радіус середньої лінії елементарного сектора;  $\Delta \rho$  - ширина кожного елементарного сектора

Рисунок 1.3 - Схема к розрахунку допустимої сили натискання накладки на диск

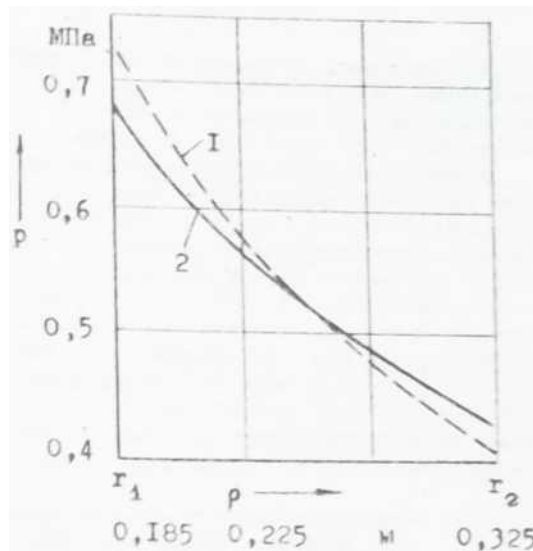
									Арк
									13
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	031.226589.МР.000 ПЗ				

Отримано закон розподілу питомого тиску в зоні фрикційного контакту для забезпечення рівномірного зносу накладки дискового гальма:

$$\rho_i = \frac{k \cdot (\delta \cdot \rho_i + \gamma) \cdot (c \cdot v_i + g)}{v_i \cdot \alpha \cdot (\rho \cdot \rho_i + \gamma) \cdot (f \cdot v_i + g)}$$

де  $v_i$  - швидкість тертя для  $i$ -го елемента фрикційної поверхні, розташованого на радіусі  $\rho_i$ ;  $k$  - сила натискання гальмівної накладки;  $\rho$  - питомий тиск;  $\alpha, \delta, \gamma, c, g$  - емпіричні коефіцієнти, що залежать від матеріалу накладки.

На рисунку 1.4 наведені графіки раціонального розподілу тисків в дисковому гальмі з фрикційними накладками з композиції 8-1-66, що представляють собою гіперболічні криві. Розрахунок був зроблений по формулі (1.1) методом послідовних наближень, при силі натискання на накладку 21,1 кН. З графіків видно, що в процесі зупинкового гальмування відбувається перерозподіл роботи тертя між внутрішньою і зовнішніми периферіями накладки, викликане нелінійною залежністю коефіцієнта тертя від швидкості і питомої тиску.



1 - 10 км/год; 2 - 200 км/год.

Рисунок 1.4 - Розподіл питомих тисків по радіальному перерізу накладки для отримання рівномірного зносу (композит 8-1-66) при швидкості руху

У підсумку за результатами аналізу наукових досліджень в області вдосконалення дискового гальма для залізничного транспорту зроблені наступні висновки:

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						14
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- так як дискові гальма є фрикційним, то основні принципи його роботи визначаються теорією сухого тертя; для більш простого і зрозумілого опису процесів, що відбуваються у фрикційній контакт, розглядаються властивості так званого «третього тіла», що утворюється при терті;

- на основі теорії тертя, розрахунково-експериментальних досліджень і досвіду експлуатації визначено, що по температурних навантажень і зносу при гальмуванні в найбільш жорстких умовах перебувають деталі пари тертя;

- з боку вчених, які проводили дослідження в галузі вдосконалення дискового гальма, приділено особливу увагу обґрунтуванню вибору фрикційних матеріалів і конструктивних рішень для розробки деталей і вузлів пар тертя;

- вивчення умов роботи і обґрунтування раціональної конструкції важільного механізму гальмівного блоку дискового гальма вченими приділено недостатню увагу.

Таким чином, завдання по розробці і обґрунтування раціональної конструкції гальмівного блоку дискового гальма для залізничного транспорту є актуальною. На вирішення цього завдання і були спрямовані дослідження даної роботи.

### 1.3 Аналіз сучасних конструкцій гальмівних блоків дискового гальма для залізничного транспорту

Як чергового етапу рішення задачі з вибору й обґрунтування актуальності напрямки досліджень, проведено аналіз сучасних конструкцій гальмівних блоків дискових гальм.

До теперішнього часу виробники гальмівного обладнання для залізничного транспорту створили досить велику кількість конструкцій дискових гальм, при чому гальмівні блоки і гальмівні диски розглядаються як самостійні вироби.

Для проведення аналізу розглянуті одні з останніх зразків сучасних конструкцій гальмівних блоків дискових гальм для залізничного транспорту.

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						15
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Дискові гальма виробництва ВАТ «Тверський вагобудівний завод» для швидкісних пасажирських вагонів з конструкційною швидкістю до 250 км/год (рис. 1.5) має блок, який розміщується на обресореній частини візка вагона. В основі конструкції блоку застосований механізм важеля кліщового типу (кліщовий) механізм. Є регулятор зазору між накладками і диском, вбудований в гальмівний циліндр. Є важільний привід гальма стоянки.

До основних переваг даної конструкції гальма можна віднести низькі вимоги до технології виготовлення. Але є серйозні недоліки, виявлені під час експлуатації гальма: наявність клиноподібних зносів, які скорочують термін експлуатації фрикційних накладок до 20%, високий рівень зносу деталей важільного механізму, складність і незручність заміни фрикційних накладок, низька зносостійкість деталей пари тертя.



Рисунок 1.5 - Дисковий гальмо виробництва ВАТ «ТВЗ»

Приблизно з 2008 року на вітчизняних залізницях на швидкісних пасажирських поїздах в експлуатації перебувають імпортні дискові гальма виробництва німецької фірми «Knorr-Bremse» (рисунок 1.6). Дана фірма постачає свої гальма для установки на крюковські пасажирські вагони з конструкційною швидкістю до 200 км/год. Ці гальма знаходяться досить довгий час в експлуатації в країнах Європи і Америки, де зарекомендували себе як високо надійні з досить великим ресурсом.

Конструкційне гальмівні блоки розміщуються на обресореній частини візка вагона або локомотива. В основі конструкції блоку - кліщовий механізм.





Рисунок 1.7 - Дисковий гальмо виробництва фірми «ДАКО»

Розглянемо дискові гальма виробництва фірми «Faiveley» (Франція). Конструкція механізму гальмівного блоку дуже схожа з конструкцією блоку дискового гальма виробництва фірми «ДАКО», але відрізняється пневмоприводом, в якому використовується підсилювальний редуктор. Основні недоліки конструкції такі ж, як у гальма фірми «ДАКО» - наявність поступальних рухомих з'єднань в відповідальних вузлах.

Конструктивно гальмівний блок розміщується на обресореній частини візка вагона. В основі конструкції блоку - кліщовий механізм. Є регулятор зазору, вбудований в гальмівний циліндр.



Рисунок 1.9 - Дискові гальма виробництва фірми «Wabtec», США

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.226589.MP.000 ПЗ

Арк  
18

Оригінальне рішення для створення конструкції дискового гальма застосовано фірмою «IBRE Sarl» (Франція), як показано на малюнку 1.10. Очевидно, що поділ дискового гальма на два «маленьких» пов'язане зі спробою зменшити механічні та теплові навантаження на деталі пари тертя.

Недолік конструкції пов'язаний, як розглянуто в попередніх конструкціях, з наявністю вертикальних тяг, сприймають гальмівні навантаження, тобто тут також потрібна наявність поступальних рухомих з'єднань.

Конструктивно гальмівні блоки розміщуються на обресореної частини візка вагона. В основі конструкції блоку - кліщовий механізм.

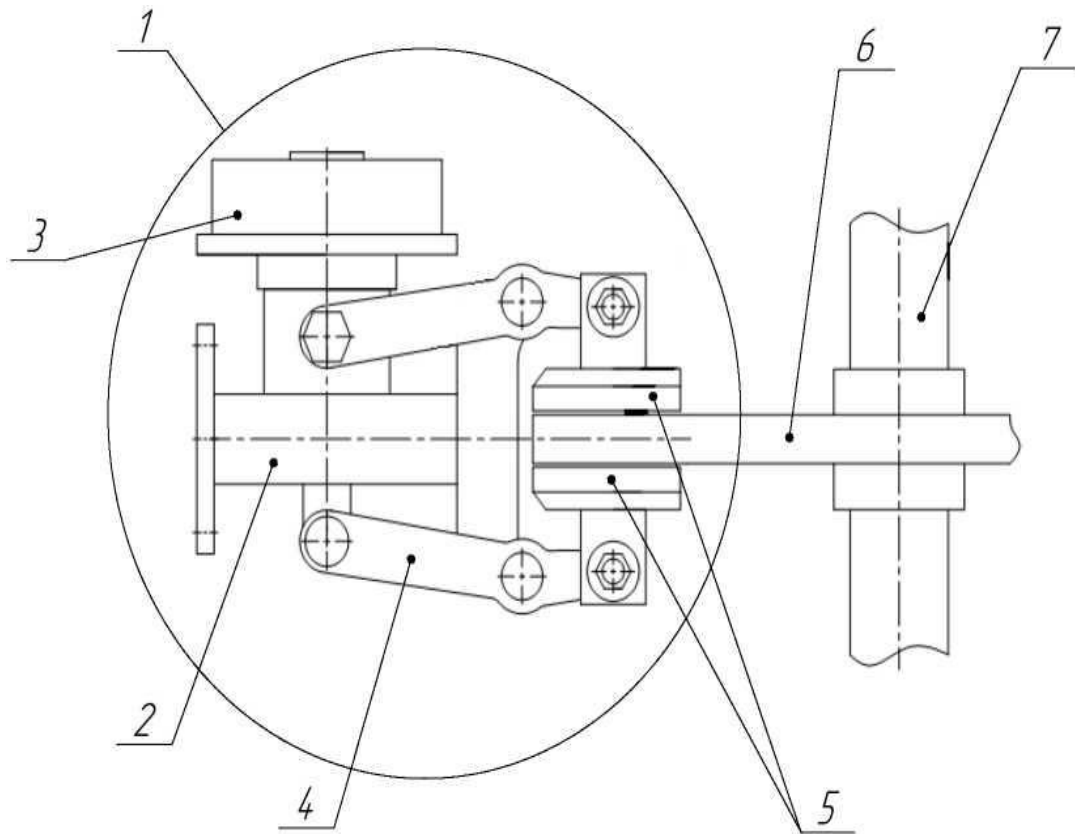


Рисунок 1.10 - Дисковий гальмо виробництва фірми «IBRE Sarl», Франція

В результаті проведеного аналізу конструкцій блоків дискових гальм виявлено:

- є досить багато різних конструкцій гальмівних блоків;
- все блоки компонуються на обресореної частини візка, що обумовлює особливі вимоги до кінематики механізму блоку;
- конструкції гальмівних блоків імпортного виробництва мають або високі вимоги до технології виготовлення і вимагають тільки сервісного обслуговування, або не відповідають вимогам експлуатації на вітчизняних залізницях;

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						19
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



1 - кліщовий механізм гальмівного блоку; 2 - корпус (кріпиться до рами візка); 3 - пневмопривід; 4 - важелі-кліщі; 5 – накладкодержувачі (башмаки) з фрикційними накладками; 6 - гальмівний диск; 7 - вісь колісної пари

Рисунок 1.11 - Схематичне зображення дискового гальма для залізничного транспортного засобу

- конструкція гальмівного блоку вітчизняного виробництва не забезпечує необхідну рівномірність зносу фрикційних накладок і має низький ресурс роботи відповідальних деталей і вузлів;

- в основі конструкцій блоків переважно застосовується механізм важеля кліщовий механізм (рисунок 1.11), до якого можуть бути прив'язані додаткові і допоміжні механізми (регулятор зазору, привід гальма стоянки та ін.), Тобто кліщовий механізм блоку є основним і первинним з точки зору оцінки та обґрунтування параметрів всього блоку.

Таким чином, у зв'язку з тим, що є багато різних конструкцій гальмівних блоків і є недоліки в них, на сьогоднішній день є актуальною наступне

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						20
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

завдання: для експлуатації на вітчизняних залізницях швидкісних і високошвидкісних поїздів необхідна розробка раціональної конструкції блоку дискового гальма, яка повинна забезпечувати виконання існуючих і перспективних вимог експлуатації. Тобто робота над цією проблемою повинна бути пов'язана з вирішенням таких завдань як:

- розробка та обґрунтування раціональної структури кліщового механізму блоку дискового гальма;
- обґрунтування і кількісна оцінка параметрів кліщового механізму гальмівного блоку;
- проведення експериментальних досліджень розробленої конструкції гальмівного блоку.

### **Висновки по главі 1**

1. Для забезпечення безпечного руху високошвидкісних пасажирських поїздів необхідно передбачати підвищену ефективність їх гальмування. При цьому в якості гальмівного пристрою доцільно застосовувати дискові гальма.

2. Визначено, що:

- задачі по обґрунтуванню раціональної конструкції гальмівного блоку вченими приділено недостатню увагу;
- гальмівні блоки переважно компонуються на обресореної частини візків рухомого складу: це обумовлює особливі вимоги до кінематики механізму;
- в експлуатації висуваються жорсткі вимоги до рівномірності зносу накладок і диска, тому досить складна і багатофакторна завдання по розробці і обґрунтування раціональної конструкції гальмівного блоку є актуальною.

У зв'язку з цим рішення даної задачі вибрано в якості напрямку досліджень магістерської роботи.

3. Зазначена наукова задача може бути вирішена за такими етапами:

- розробка та обґрунтування раціональної структури кліщового механізму гальмівного блоку з урахуванням вимог експлуатації і забезпечення

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						<i>21</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

технологічності його конструкції;

- оцінка і обґрунтування параметрів кліщового механізму гальмівного блоку;

- проведення експериментальних досліджень розробленої конструкції гальмівного блоку.

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						22
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 РОЗРАХУНОК ДИСКОВОГО ГАЛЬМА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНУ

### 2.1 Дані для розрахунку

- 1) Вага завантаженого вагона  $Q = 64000$  кг;
- 2) Тара пасажирського вагона  $T = 60000$  кг;
- 3) Максимальна швидкість руху на  $i_c = 0$  ‰,  $V_o = 160$  км/год;
- 4) Гальмовий диск із сірого чавуну. Максимальна допустима температура нагріву диска 400-450°C.
- 5) Накладки гальмові накладки UIC 541 - 3 з коефіцієнтом тертя  $\varphi = 0,36$ ;
- 6) Номінальний діаметр колеса по колу кочення  $d_k = 950$  мм;
- 7) Розрахунковий робочий тиск в гальмових циліндрах  $p_{ц} = 3,8$  кг/см<sup>2</sup>;
- 8) Максимальний тиск в гальмових циліндрах  $p = 5,5$  кг/см<sup>2</sup>.

### 2.2 Вибір і розрахунок основних параметрів дискового гальма

Вибираємо схему силової і механічної частини гальма (рис 2.1) з розміщенням гальмових дисків на середній частині осі і з гальмовим циліндром на кожен диск.

Вихідними умовами для розрахунку дискового гальма є [36]:

- 1) величина реалізованої сили зчеплення колеса з рейками;
- 2) величина накопичення кінетичної енергії, що підлягає розсіюванню.

Сила зчеплення колеса з рейками залежить від величини реалізованого коефіцієнта зчеплення, що визначається за формулою:

$$\psi_k = 0,8 \left( \frac{3,2}{V_o + 21,3} + 0,094 \right) \quad (2.1)$$

де  $V_o$  - - швидкість руху на початку гальмування в км/год.

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						23
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

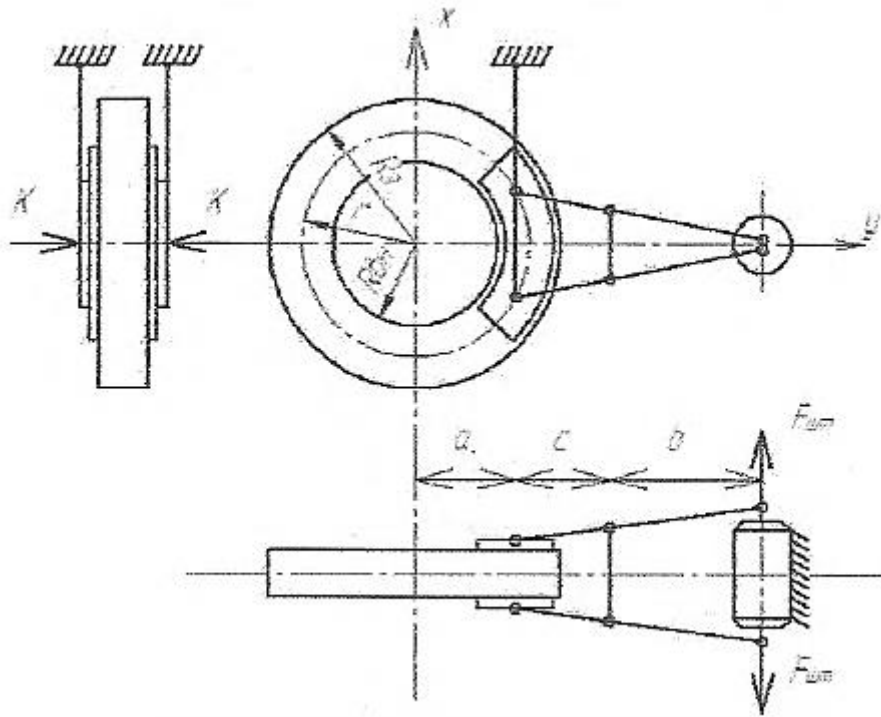


Рис. 2.1 - Розрахункова схема силової і механічної частини гальма.

Для нашого випадку відповідно до прийнятих вихідних даних для розрахунку отримуємо:

$$\psi_K = 0,8 \left( \frac{3,2}{160 + 21,3} + 0,094 \right) = 0,089.$$

Середня гальмова потужність в кіловатах, що може бути розсіяна гальмовими дисками однієї колісної пари при гальмуванні до зупинки, визначається по формулі:

$$N_{cp} = \frac{9,81 \cdot \psi_K \cdot Q \cdot V_o}{2 \cdot 10^3 \cdot n_K}, \quad (2.2)$$

$V_o$  - швидкість на початку гальмування,  $V_o = 44,4$  м/с;

$n_K$  - кількість гальмових колісних пар вагонів,  $n_K = 4$ ,

$$N_{cp} = \frac{9,81 \cdot 0,089 \cdot 64 \cdot 10^3 \cdot 44,4}{2 \cdot 10^3 \cdot 4} = 310,1 \text{ кВт.}$$

Кількість гальмових дисків, що припадає на колісну пару, визначається по формулі:

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$n_D = \frac{N_{cp}}{150}, \quad (2.5)$$

$$n_D = \frac{310,1}{150} = 2,05.$$

Приймаємо на вісь по 2 диска діаметром 610 мм.

Перевіримо можливість розміщення гальмових дисків на середній частині осі колісної пари за умовами габариту:

$$h = \frac{d_k - (d_D + 2h_1)}{2}, \quad (2.6)$$

де  $h$  - відстань від головки рейки до нижньої точки диска, мм;

$d_k$  - номінальний діаметр колеса по колу кочення,  $d_k = 950$  мм;

$h_1$  - гранична межа зносу ободу суцільнокатаного колеса,  $h_1 = 45$  мм;

$d_D$  - зовнішній діаметр диска,  $d_D = 610$  мм.

$$h = \frac{950 - (610 + 245)}{2} = 125 \text{ мм.}$$

Ширина робочого вінця гальмового диска визначається за формулою:

$$B = r_3 - r_{вн}, \quad (2.7)$$

де  $r_3$  - зовнішній радіус робочого вінця гальмового диска,  $r_3 = 305$  мм;

$r_{вн}$  - внутрішній радіус робочого вінця гальмового диска,  $r_{вн} = 180$  мм.

$$B = 305 - 180 = 125 \text{ мм.}$$

Знаходимо величину питомого тиску на фрикційну накладку:

$$k = \frac{q \cdot \psi_k}{s \cdot m \cdot \varphi_k} \cdot \frac{R}{\tau_{cp}}, \quad (2.8)$$

де  $q$  - осьове навантаження, що припадає на гальмовий диск, кг;

$s$  - площа тертя фрикційної накладки, см<sup>2</sup>;

$m$  - кількість накладок на диск,  $m = 2$ ;

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						25
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$\varphi_k$  - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою при швидкості 120 км/год,

$$\varphi_k = 0,28.$$

Осьове навантаження, що припадає на гальмовий диск з врахуванням динамічного розвантаження  $\Delta q$  від дії інерційних і поздовжньо-динамічних сил в процесі гальмування визначається за формулою:

$$q = \Delta q \frac{T_p}{n_D}, \quad (2.9)$$

$$q = \frac{0,91 \cdot 94000}{8} = 10692 \text{ кг.}$$

При русі вагона накладка зміщується відносно диска, тому ширину її приймаємо на 10 мм менше ширини робочого вінця гальмового диска.

Кут перекриття у накладки приймаємо в межах 74-90°. При даних умовах геометрична площа накладки визначається так:

$$S_z = \frac{\varphi}{2} (R_z^2 - R_{вн}^2), \quad (2.10)$$

де  $\varphi$  - кут перекриття накладки в радіанах,  $\varphi = 1,5708$  ;

$R_z$  — зовнішній радіус накладки,  $R_z = 30 \text{ см}^2$ ;

$R_{вн}$  - внутрішній радіус накладки,  $R_{вн} = 18,5 \text{ см}^2$ .

$$S_z = \frac{1,5708}{2} (30^2 - 18,5^2) = 438 \text{ см}^2.$$

Приймаємо накладку шестисекційну з радіальним каналами для охолодження. За цих умов номінальна площа тертя накладки визначається за наступною формулою:

$$S_z = \frac{\varphi}{2} (R_z - R_{вн}) \cdot b \quad (2.11)$$

де  $b$  - ширина вентиляційного каналу.

Отже, номінальна площа тертя накладки становить:

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						26
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S = 438 - 5(30 - 18,5) \cdot 0,35 = 418 \text{ см}^2.$$

Приймаємо гальмові накладки УІС 541-3 площею 400 см<sup>2</sup>.

Середній радіус сили тертя для накладки, що має форму кільцевого сектора, визначається за формулою:

$$\gamma_{cp} = \frac{R_z + R_{\text{вн}}}{2}, \quad (2.12)$$

Середній радіус сили тертя для накладки рівний:

$$\gamma_{cp} = \frac{30 + 18,5}{2} = 24,25 \text{ см.}$$

Підставляємо отримані дані у формулу 2.8:

$$k = \frac{10692 \cdot 0,093}{418 \cdot 2 \cdot 0,28} \cdot \frac{47,5}{24,25} = 8,32 \text{ кг/см}^2.$$

Передаточне число, гальмової важільної передачі  $n$  для обраної схемивизначається зі співвідношення:

$$n = m \frac{b}{c}, \quad (2.13)$$

де  $b$  розмір плеча важеля,  $b = 284 \text{ см}$ ;

$c$  - розмір плеча важеля,  $c = 175 \text{ см}$ .

$$n = 2 \frac{284}{175} = 3,24.$$

Необхідний діаметр гальмового циліндра знайдемо за формулою:

$$d' = 2 \sqrt{\frac{\kappa \cdot S \cdot m + (p_{np} + \text{жс} \cdot l) \cdot \eta \cdot n}{\pi \cdot p_{\text{ц}} \cdot n \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot \eta}}, \quad (2.14)$$

де  $p_{np}$  – зусилля попереднього стиснення зворотної пружини, кг;

$\text{ж}$  - середня жорсткість зворотної пружини поршня гальмового циліндра, кг/см<sup>2</sup>;

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						27
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$p_u$  - розрахункове значення тиску в циліндрі,  $кг/см^2$ ;

$l$  - повний хід поршня в гальмівному циліндрі,  $l = 2 см$ ;

$\eta_u$  - коефіцієнт корисної дії циліндра,  $\eta_u = 0,98$ ;

$\eta$  - коефіцієнт корисної дії важелів,  $\eta = 0,98$ .

Жорсткість зворотної пружини поршня гальмового циліндра визначається за формулою:

$$жс = \frac{G \cdot d}{8 \cdot c^3 \cdot n_6}, \quad (2.15)$$

де  $G$  - модуль зсуву,  $G = 8 \cdot 10^5 кг/см$

$d$  — діаметр прутка пружини,  $d = 5 мм$ ;

$n_6$  - число робочих витків пружини,  $n_6 = 8$ ;

$c$  — індекс пружини.

Індекс пружини визначається із співвідношення:

$$c = \frac{D}{d}, \quad (2.16)$$

де  $D$  - середній діаметр витка пружини,  $D = 60 мм$ .

$$c = \frac{60}{5} = 12.$$

$$жс = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 0,5}{8 \cdot 12^3 \cdot 8} = 3,62 кг/см^2.$$

Зусилля попереднього стиснення зворотної пружини обчислюється за формулою:

$$P_{np} = (h_{вс} - h_{сс})жс, \quad (2.17)$$

де  $h_{вс}$  - висота пружини у вільному стані,  $h_{вс} = 20,4 см$ ;

$h_{сс}$  - висота пружини у стиснутому стані,  $h_{сс} = 12,2 см$ .

Підставляючи отримані значення у формулу 2.14, отримаємо:

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						28
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d' = 2 \sqrt{\frac{8,7 \cdot 400 \cdot 2 + (29,68 + 3,62 \cdot 2) \cdot 0,98 \cdot 3,24}{3,14 \cdot 3,8 \cdot 3,24 \cdot 0,98 \cdot 0,98}} = 27,6 \text{ см.}$$

Приймаємо  $d = 271 \text{ мм.}$

Діаметр гальмового циліндра для дискових гальм пасажирського візка, що пропонується для вітчизняної залізниці визначається за формулою:

$$d = d' \frac{n}{2}, \quad (2.16)$$

Отже, діаметр одного гальмового циліндра дорівнюється:

$$d = 271 \frac{1,6}{2} = 217 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр гальмівного циліндра  $d = 257 \text{ мм.}$

При даних умовах дійсна сила натиснення на одну накладку визначається за співвідношенням:

$$K = F_{умт} \cdot \eta, \quad (2.19)$$

де  $F_{умт}$  - зусилля на штоці поршня гальмового циліндра, що визначається за наступною формулою:

$$F_{умт} = \frac{\pi d^2}{4} p_{ц} \cdot \eta_{ц} - (p_{пр} + жс \cdot l), \quad (2.20)$$

Зусилля на штоці поршня гальмового циліндра рівне:

$$F_{умт} = \frac{3,14 \cdot 25,7^2}{4} 3,8 \cdot 0,98 - (29,68 + 3,62 \cdot 2) = 1894 \text{ кг.}$$

Отже, дійсна сила натиснення на одну накладку становить:

$$K = 1894 \cdot 0,98 = 1856 \text{ кг.}$$

Величина коефіцієнта сили натиснення, приведена до точки кочення колеса з рейкою, визначається за формулою:

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	Арк
						29
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta = \frac{\sum K}{q_o} \cdot \frac{r_{cp}}{R}, \quad (2.21)$$

де  $\Sigma K$  - сумарна сила натиснення фрикційних накладок на диски колісної пари, кг;

$q_o$  – навантаження, що передається колісною парою на рейки при гальмуванні, кг.

Величина коефіцієнта сили натиснення для порожнього вагону:

$$\delta = \frac{1856 \cdot 4 \cdot 4}{60000 \cdot 0,91} \cdot \frac{24,25}{47,5} = 0,29 > [\delta] = 0,28$$

Величина коефіцієнта сили натиснення для завантаженого вагону:

$$\delta = \frac{1856 \cdot 4 \cdot 4}{64000 \cdot 0,91} \cdot \frac{24,25}{47,5} = 0,28 = [\delta] = 0,28$$

Отримані значення коефіцієнта сили натиснення не нижче мінімально рекомендованих.

Перевіримо результати розрахунку на стійкість до оберткового руху колісної пари в процесі гальмування:

$$\psi_k \cdot q_o \cdot R \geq \sum (kS) \cdot \varphi_k \cdot \gamma_{cp}, \quad (2.22)$$

Підставляючи обчислені значення у формулу 2.21 виконуємо перевірку:

а) при  $V = 40$  км/год:

$$0,117 \cdot 64000/4 \cdot 0,91 \cdot 47,5 \geq 8,7 \cdot 400 \cdot 4 \cdot 0,32 \cdot 24,25,$$

$$10823 > 108019.$$

б) при  $V = 160$  км/год:

$$0,093 \cdot 64000/4 \cdot 0,91 \cdot 47,5 > 8,7 \cdot 400 \cdot 4 \cdot 0,28 \cdot 24,25,$$

$$94468 > 94456.$$

Отримані розрахунком параметри силової і механічної частини дискового гальма виявились оптимальними.

Точка прикладання зосередженої сили натиснення на фрикційну накладку, яка має форму кільцевого сектора, визначається за формулою:

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						30
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

$$a = \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\varphi} (R_3 + R_{\text{вн}}), \quad (2.25)$$

$$a = \frac{0,7071}{1,570796} (30,0 + 18,5) = 21,7 \text{ см.}$$

Перевіримо енергоємність гальмового диска при гальмуванні на крутому і зтяжному спуску.

Для підтримання визначеної швидкості руху по спуску приймемо циклічний метод керування автогальмами, при якому після досягнення допустимої швидкості, дається ступінь гальмування і швидкості руху знижується на  $\Delta V$  км/год, далі проводиться повний відпуск автогальм з одночасним застосуванням локомотивного гальма.

При цьому середня швидкість руху по спуску визначається із відношення:

$$V_{\text{cp}} = \frac{V_1 + V_2}{2 \cdot 3,6}, \quad (2.26)$$

де  $V_1, V_2$  - швидкість руху відповідно в момент початку застосування та відпуску автоматичних гальм, км/год.

$$V_{\text{cp}} = \frac{67 + 53}{2 \cdot 3,6} = 16,7 \text{ м/с.}$$

При цих умовах об'ємна температура дискового гальма може бути визначена по формулі:

$$\tau = \left[ \frac{\mu \cdot b_T \cdot V_{\text{cp}} \cdot q}{a \cdot S_D \cdot A} - \tau_{\text{II}} \right] \left( 1 - e^{-\frac{aS_{\text{дт}}}{Gc_D}} \right), \quad (2.27)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт розподілу теплових потоків між накладками і диском;

$b_T$  - питома гальмова сила вагона, кг/м;

$q$  - осьове навантаження, що припадає на диск,  $q = 11,75 \text{ т}$ ;

$a$  - коефіцієнт тепловіддачі, ккал/(м<sup>2</sup>с<sup>0</sup>С):

										Арк
										31
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	031.226589.МР.000 ПЗ					

$S_D$  - площа охолодження диска,  $S_D = 1,225 \text{ м}$  ;

$A$  - тепловий еквівалент роботи,  $A = 427 \text{ (кгс)/ккал}$ ;

$\tau_{п}$  - температура в початковий момент циклу гальмування,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t$  - тривалість використання автоматичних гальм циклу, що розглядається, с;

$G$  - вага робочого вінця гальмового диска,  $G = 78 \text{ кг}$ .

Коефіцієнт розподілу теплових потоків між накладками і диском визначається за співвідношенням:

$$\mu = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\gamma_H \cdot \lambda_H \cdot c_H}{\gamma_D \cdot \lambda_D \cdot c_D}}}, \quad (2.38)$$

де  $\gamma_H$  - питома вага накладки,  $\gamma_H = 2170 \text{ кг/м}^2$ ;

$\lambda_H$  - коефіцієнт теплопровідності накладки,  $\lambda_H = 0,204 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/(мс}^{\circ}\text{C)}$ ;

$c_H$  - питома теплоємність накладки,  $c_H = 0,218 \text{ ккал/(кг}^{\circ}\text{C)}$ ;

$\gamma_D$  - питома вага диска,  $\gamma_D = 7330 \text{ кг/м}$ ;

$\lambda_D$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу диска,

$\lambda_D = 11,9 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/(м с }^{\circ}\text{C)}$ ;

$c_D$  - питома теплоємність чавуна,  $c_D = 0,13 \text{ ккал/(кг}^{\circ}\text{C)}$ .

$$\mu = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{2170 \cdot 0,204 \cdot 10^{-3} \cdot 0,218}{7330 \cdot 11,9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,13}}} = 0,92.$$

Питома гальмова сила вагона розраховується по формулі 2.38:

$$b_T = 1,32 \cdot i_c, \quad (2.39)$$

$$b_T = 1,32 \cdot 15 = 19,8 \text{ кг/т}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі визначається по наступній формулі:

$$a = 4 \cdot 10^{-3} \left( 1 + 0,6 \sqrt{3,6 \cdot V_{cp}} \right), \quad (2.40)$$

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						32
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Тривалість використання автоматичних гальм розглянутого циклу обчислюється за наступною формулою:

$$t = \frac{V_1 - v_2}{3,6 \cdot \zeta \cdot (b_T + \omega_o'' + i_c)}, \quad (2.41)$$

де  $\zeta$  - прискорення від дії сили 1 кГ/Т,  $(\text{м} \cdot \text{т})/(\text{кГ} \cdot \text{с}^2)$ ;

$$\zeta = \frac{g \cdot 10^{-3}}{1 + \varepsilon}, \quad (2.42)$$

де  $g$  - прискорення сили тяжіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$\varepsilon$  - коефіцієнт інерції тіла, яке обертається,  $\varepsilon$  — 0,06.

$$\zeta = \frac{9,81 \cdot 10^{-3}}{1 + 0,06} = 9,25 \cdot 10^{-3} \text{ (м} \cdot \text{т)} / (\text{кГ} \cdot \text{с}^2).$$

Отже, тривалість використання автоматичних гальм розглянутого циклу становить:

$$t = \frac{67 - 53}{3,6 \cdot 9,25 \cdot 10^{-3} \cdot (33 + 2,89 - 15)} = 20,1 \text{ с.}$$

Час слідування рухомого складу по спуску визначається зі співвідношення:

$$t_c = \frac{L}{V_{cp}}, \quad (2.43)$$

$$t_c = \frac{20000}{16,7} = 1198 \text{ с.}$$

Підставивши отримані значення у формулу 2.27, отримуємо значення об'ємної температури дискового гальма:

$$\tau = \left[ \frac{0,92 \cdot 19,2 \cdot 16,7 \cdot 11,75}{22,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,225 \cdot 427} \right] \left( 1 - e^{-\frac{22,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1198}{78 \cdot 0,13}} \right) = 291^\circ \text{С.}$$

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						33
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

### 2.3 Визначення довжини гальмової путі

Гальмова путь називається відстань, що проходить локомотив чи поїзд від моменту повороту ручки крану машиніста в гальмове положення до повної зупинки поїзда. Повна гальмова путь складається із путі підготовки  $S_{II}$  і дійсної путі гальмування  $S_{Д}$  [17, п. 5.3.3]:

$$S = S_{II} + S_{Д} \quad (3.44)$$

Шлях підготовки визначається за формулою:

$$S_{II} = \frac{V_o \cdot t_{II}}{3,6},$$

де  $V_o$  – швидкість на початку гальмування, км/год;

$t_{II}$  - час підготовки гальм до дії,  $t_{II} = 2$  с.

$$S_{II} = \frac{160 \cdot 2}{3,6} = 88,8 \text{ с.}$$

$$S_{Д} = \sum \frac{500 \cdot (V_{II}^2 - V_K^2)}{\xi \cdot (b_T + \omega_o'' + i_c)},$$

де  $V_{II}$ ,  $V_K$  - початкова і кінцева швидкість розрахункового інтервалу, км/год;

$\xi$  - уповільнення рухомого складу під дією одиничної питомої уповільнюючої сили,  $\xi = 120 \text{ км} \cdot \text{мс} / (\text{кГ} \cdot \text{год}^2)$ ;

$b_T$  - питома гальмова сила;

$i_c$  - величина приведенного ухилу,  $i_c = 0$ .

Розрахункова питома гальмова сила визначається за наступною формулою:

$$b_T = 1000 \cdot \delta \cdot \varphi_k, \quad (2.47)$$

Результати обчислень  $\varphi_k$ ,  $b_T$ ,  $\omega_o''$ ,  $b_T + \omega_o'' + i_c$  при різних швидкостях заносимо в таблицю 2.1.

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						34
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 - Результати проведених обчислень визначення дійсного гальмівного шляху пасажирського вагона

$V_{cp} = \frac{V_H + V_{H-1}}{2}$	$\varphi_{кр}$	$b_T$	$\omega_o''$	$S_{\partial i}$
155	0,239	64,45	7,45	179,66
145	0,241	65,17	6,77	167,96
135	0,244	65,96	6,14	156,05
125	0,248	66,83	5,54	143,95
115	0,251	67,78	4,97	131,72
105	0,255	68,85	4,45	119,37
95	0,259	70,04	3,96	106,98
85	0,264	71,38	3,51	94,58
75	0,270	72,90	3,10	82,24
65	0,276	74,64	2,72	70,02
55	0,284	76,64	2,39	58,00
45	0,293	78,98	2,09	46,26
35	0,303	81,74	1,82	34,91
25	0,315	85,05	1,60	24,04
15	0,330	89,10	1,41	13,81
5	0,349	94,16	1,26	4,37
$\Sigma S_{\partial i}^n$				1433,9

Отже, повна путь гальмування пасажирського поїзда з дисковими гальмами вагою 64т, що рухається зі швидкістю 160 км/год, становить:

$$S = 88,8 + 1433,9 = 1522,7 \text{ км.}$$

## Висновок по розділу 2

Розрахувавши обране дискове гальмо для пасажирського вагона, визначили, що значення об'ємної температури дискового гальма при неперервному гальмуванні на зтяжному спуску є меншою максимально допустимої температури нагріву диска, а гальмова путь становить 1523 м. Звідси випливає, що обрана схема дискового гальма є доцільною.

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						36
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ВІЗКА ПАСАЖИРСКОГО ВАГОНІВ НОВОГО ПОКОЛІННЯ БУДОВИ ПАТ «КРЮКІВСЬКИЙ ВАГОНБУДІВНИЙ ЗАВОД»

Пасажирські візки КВБЗ моделі 68-7007, 68-7012 з дисковими гальмами, з конструкційної швидкістю 160 км/год призначені для підкатки під пасажирські магістральні вагони локомотивної тяги, що експлуатуються на залізницях України та країн СНД. Конструкція візків уніфікована, що дозволяє використовувати їх не тільки при виготовленні нових пасажирських вагонів ВАТ «КВБЗ», а й під час капітальних ремонтів і модернізації вагонів локомотивної тяги інших виробників.

Аналіз конструкційних схем, розроблених математичних моделей і виконаних теоретичних досліджень по визначенню динамічних показників пасажирських вагонів на візках коліскової і безколіскової конструкції, а також проведені порівняльні випробування показали, що на прямих і кривих ділянках колії візки безколіскової конструкції мають кращі динамічні якості.

За результатами теоретичних досліджень, порівняльних випробувань, проведення теоретичних розрахунків і вибору оптимальних параметрів для створення нової вітчизняної візки ВАТ «КВБЗ» були побудовані нові сучасні вітчизняні пасажирські візки моделей 68-7007 і 68-7012.

Пасажирські візки моделей 68-7007, 68-7012, 68-7013 призначені для комплектації ходовими частинами вагонів пасажирських (купейні та відкритого типу), спеціальних пасажирських (багажні, поштові, вагони-ресторани), які експлуатуються на електрифікованих або неелектрифікованої колії 1520 мм, які мають конструкційну швидкість 160 км/год.

#### 3.1 Конструкція візків моделей 68-7007 (68-7012).

Конструктивні особливості

Двовісні візки моделей 68-7007 і 68-7012 призначені для підкатки під

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						37
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

пасажирські вагони магістральних залізниць колії 1520 мм моделей 61-779Е, 61-788 та їх модифікацій масою бруто до 66 т і характеризуються технічними даними, наведеними в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Технічні дані візків моделей 68-7007 і 68-7012

Технічні дані, од. вим.	Показники
1	2
Тип візка	двовісний, безколісковий
Габарит (ГОСТ 9238-83)	02-ВМ
Вид підвішування:	
- Центральне	Безколіскове з циліндричними пружинами і гідравлічними Гасителями вертикальних і поперечних (горизонтальних) коливань
- Буксове	з пружинами і гідравлічними гасителями коливань
Ширина колії , мм	1520
База, мм:	
- по осям колісних пар	2560
- по пружинам центрального підвішування	2218
- по пружинам буксового підвішування	2036
Навантаження на візок від:	
брутто кузова, кН (Тс)	259 (26,4)
для візка мод. 68-7007 (вик. 1)	227 (23,1)
Статичний прогин підвішування (розрахунковий), не більше, мм	405
Конструкційна швидкість, не більше, км/год	160

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.226589.МР.000 ПЗ

Арк  
38

Продовження таблиці 3.1

1	2
Колісна пара	з двома гальмівними дисками, буксами на роликівих конічних підшипниках касетного типу з датчиками нагрівання букс і протизноного датчиком
гальмо	дисковий з гальмівними блоками у вигляді кліщових механізмів з вбудованими гальмівними циліндрами, регуляторами зазору, гальмівними дисками і накладками
Мінімальний радіус кривої колії, яку проходить одиночний вагон з максимальною швидкістю 3 км/год, м	80
Вага візка, кг	
- моделі 68-7007	6850 ± 10
- моделі 68-7007 (вик. 1)	6822 ± 10
- моделі 68-7012	6868 ± 10

Візок моделей 68-7007 і 68-7012 (рис. 3.1) складається з наступних частин: рами, двох колісних пар з буксами, мають місце під установку термодатчиків, гальмівних дисків, чотирьох буксових підвішуванням з гідравлічними гасителями коливань і важелями, центрального підвішування з гідравлічними гасителями вертикальних і горизонтальних коливань, надресорної балки, гальмівного обладнання з ручним гальмом (візки моделі 68-7012), торсіонного пристрою, системи установки датчиків протизноного пристрою, механізму приводу візки з центрально рамою, приводним упором зі шворнем, важелями, балансиrom.

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						39
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

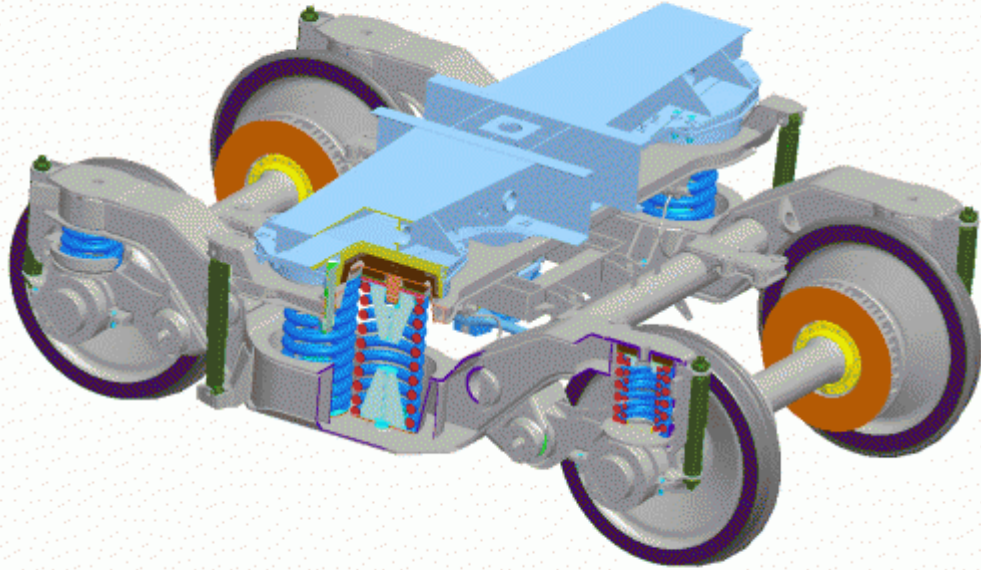


Рис. 3.1 - Візок моделі 68-7007

Рама візка через комплект буксових пружин, гідравлічні гасителі та важелі пов'язана з колісними парами, а з надресорної балкою зв'язок здійснюється за допомогою комплекту пружин центрального підвішування, гідравлічних гасителів і тяг торсіонного пристрою.

Надресорна балка візка утримується чотирма обмежувачами, закладення яких закріплені на рамі і на надресорної балці.

При подкатки візки під вагон на корзини встановлюються гумові амортизатори, які поєднуються з посадковим місцем поводків, закріплених на шкворневих балках вагона. Після подкатки під вагон надресорна балка кріпиться до вагону штирями і гайками з контрольним шплінтом для забезпечення можливості підйому візків спільно з вагоном при підйомі останнього, виконується збірка приводу візки, приєднуються роз'єми пневмосистеми візки до пневмосистемі вагона, проводяться комутаційні роботи в системі установки датчиків, з'єднується пластина ручного гальма вагона з тросовим приводом ручного гальма візки (для візків моделей 68-

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						40
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

7012), надійно кріпляться струминні зйомники, що з'єднують раму вагона з рамою візка.

Конструкція візків забезпечує розподіл навантаження між колісними парами і дозволяє вписуватися в криві ділянки шляху з мінімальним радіусом 80 м при швидкості руху одиночного вагона до 3 км/год.

### 3.2 Конструкція вузлів візка і їх особливості рами візка

Рама візка (рис. 3.2) зварена коробчастої конструкції з деталей листового прокату складається з двох бокових рам 1 і двох траверс 2, обладнаних кронштейнами 3 для підвіски гальмівних блоків кліщового типу і чотирма кронштейнами 4 для закріплення центральної рамки, два з яких (по діагоналі) виконані з можливістю закріплення на них тяг механізму приводу візки. Боковини оснащені чотирма кронштейнами 5 для установки гідравлічних гасителів буксової підвіски, чотирма кронштейнами 6 пружного шарнірного з'єднання важелів буксової підвіски, двома кронштейнами 7 для установки гідравлічних гасителів, двома кронштейнами 8 (рис. 3.2) для установки торсіонного пристрою, чотирма кронштейнами 9 (рис. 3.2 ) для установки тросів-обмежувачів, чотирма вушками 10, використовуваними для підйому візка.

Рама є основним несучим елементом візки, який призначений для передачі навантажень від кузова вагона колісних пар і їх рівномірного розподілу, установки і кріплення вузлів і елементів візка. Рама візка в процесі експлуатації відчуває значні знакозмінні динамічні навантаження, які можуть призвести до появи втомних тріщин і залишковим деформацій елементів рами. Крім цього, в кронштейни 6 (рис. 3.2) пружного шарнірного з'єднання важелів буксової підвіски і кронштейни 7 для установки гідравлічних гасителів запресовуються зносостійкі втулки, які в процесі експлуатації схильні до зносу внаслідок процесів тертя в шарнірних з'єднаннях гідравлічних гасителів коливань.

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						41
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

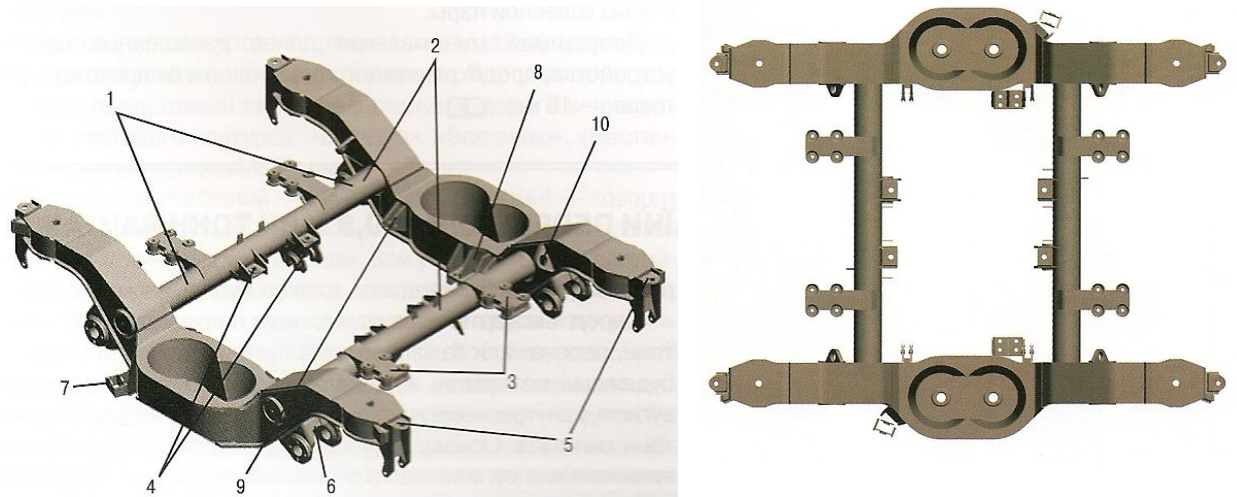


Рис. 3.2 - Рама візка

### Надресорна балка

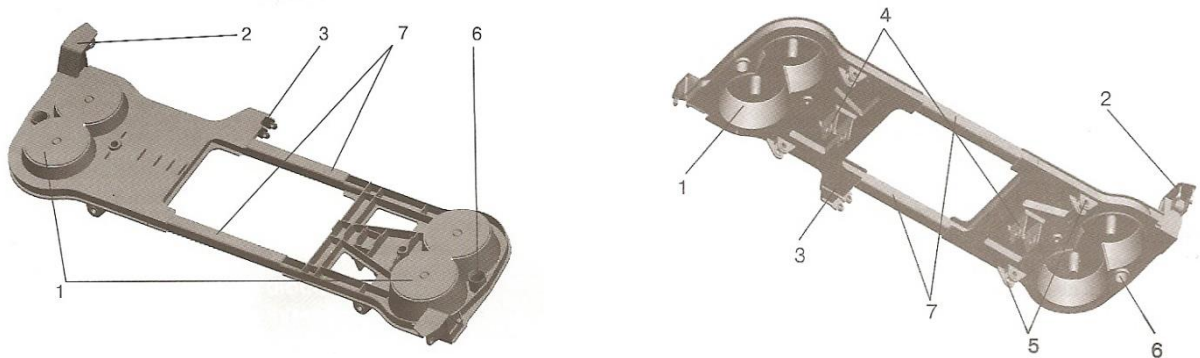


Рис. 3.3 - Надресорна балка

Надресорна балка (рис. 3.3) являє собою зварену коробчасту конструкцію з корзинами 1, що служать опорними елементами для пружин центрального підвішування, двома кронштейнами 2 для кріплення вертикальних гідравлічних гасителів і одним кронштейном 3 для кріплення горизонтального гідравлічного гасителя коливань. У нижній частині надресорної балки на поздовжньої осі встановлені два кронштейна 4 для під'єднання вертикальних тяг торсіонного пристрою, а чотири кронштейна 5 для під'єднання тросів-обмежувачів розташовані також на нижній частині надресорної балки і рознесені симетрично щодо її поздовжньої осі. Втулки 6 призначені для установки штиря закріплення надресорної балки на

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.226589.MP.000 ПЗ

шкворневої балці вагона. Дві частини надресорної балки з'єднуються зварюванням в цільну конструкцію трубами 7 прямокутного перетину.

Надресорна балка ненапруженого типу служить для спирання кузова вагона на візок. В процесі експлуатації вона відчуває знакозмінні динамічні навантаження, що виникають при роботі торсійного пристрою і гасителів коливань, які можуть привести до появи втомних тріщин і залишковим деформацій елементів рами. Крім того, кронштейни 2 і 3 для установки гідравлічних гасителів запресовуються в зносостійкі втулки, які в процесі експлуатації схильні до зносу внаслідок процесів тертя в шарнірних з'єднаннях гідравлічних гасителів коливань.

### Колісні пари

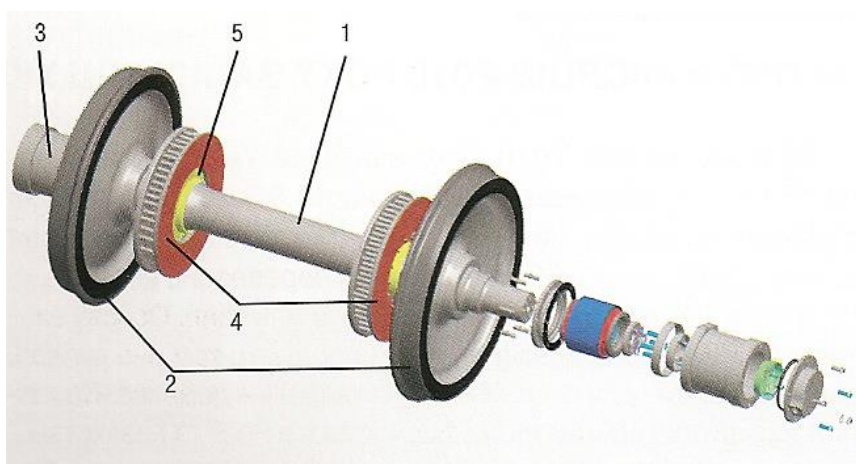


Рис.3.4 - Колісна пара з гальмівними дисками

Колісна пара з буксами і гальмівними дисками (рис. 3.4) складається з осі 1, коліс 2, букс 3, гальмівних дисків 4 і маточин гальмівних дисків 5. Букси обладнані дворядними конічними підшипниками касетного типу ТВУ-130x230 і пристроєм відводу струму від підшипників (рис. 3.4), при цьому на правій стороні колісної пари встановлюється полюсне колесо протиюзного пристрою. Гальмівний диск 4 складається з двох фрикційних кілець, відлитих з сірого чавуну, що має структуру з пластинчастим графітом, з'єднаних

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						43
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

охолоджуючими ребрами, і маточини з високоміцної сталі. Охолоджуючі ребра відводять тепло від фрикційних кілець, що виділяється при гальмуванні, і підтримують температурний баланс гальмівного диска 4. Робоча температура диска під час гальмування досягає 153 ° С. Гальмівний диск 4 центрується на маточині 5 і затискається між фланцем маточини і затискним кільцем, що має розташовані по колу наскрізні отвори для кріплення і центрування на маточині за допомогою болтів з гайками і пружними шайбами. Штифт, що встановлюється в отвір у маточині 5 і в направляючі канавки затискного кільця, служить для запобігання прокручування затискного кільця при його розширенні при підвищенні температури. Гальмівні диски мають зовнішній діаметр 610<sup>-1</sup> мм, діаметр посадкового отвору маточини - 202Н6 мм, ширину - 110<sup>-0,3</sup> мм і допустиму товщину зносу в експлуатації - 7 мм з кожного боку диска (на диску є спеціальні канавки, що показують величину допустимого зносу).

Диски піддаються динамічному балансуванню з допустимим дисбалансом 16 гм. Радіус тертя диска - 233 мм.

Напресування (закріплення) гальмівних дисків на вісь здійснюється відповідно до інструкції виробника (фірма Knorr-Bremse).

Колісна пара з гальмівними дисками, але без буксових вузлів, піддається динамічному балансуванню із залишковим дисбалансом не більше 60 гм.

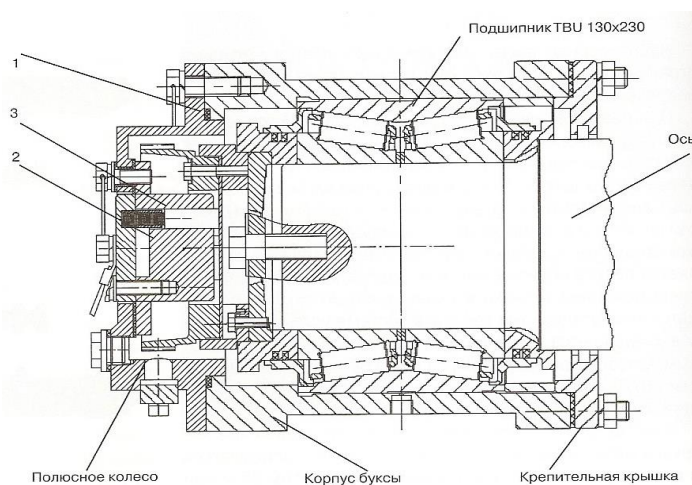


Рис. 3.5 - Буксовий вузол

						031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			44

На кришках 1 (рис. 3.5) букс колісних пар з правого боку колісних пар передбачені посадочні місця для монтажу і кріплення датчиків швидкості протизнозного пристрою, які спільно з проводкою в гнучких шлангах до подкати візків кріпляться на рамі вагона. Там же (на кришках) передбачені контрольні отвори, що закриваються різьбовими пробками, для контролю зазорів (величина зазору  $0,9 \pm 0,5$  мм) між торцями датчиків швидкості і зубами роторів, жорстко закріплених і точно відцентровані на осях колісних пар. На корпусах всіх букс є посадочне місце для кріплення датчика нагріву буксового вузла, а на їх оглядових кришках встановлені пристрої, що оберігають підшипники від проходження струмів.

Пристрій, що охороняє підшипники буксового вузла від проходження струмів (рис. 3.5), складається з ізолюваним від корпусу букси, але з'єднаної із загальною шиною заземлення 2 обійми 3, що має щітки, що контактують з віссю колісної пари.

Допустима мінімальна довжина зношених щіток пристрою, що захищає підшипники від проходження струмів, - 15 мм.

### Буксове підвішування

Буксове підвішування (рис. 3.6) призначене для передачі навантаження від рами візка на колісну пару і складається з гвинтових циліндричних пружин 1 і 2, гідравлічних гасителів коливань 3, гумового амортизатора 4, службовця фільтром високочастотних складових коливань, центровиків 5 і важеля 6, встановленого на кронштейні 7 рами за допомогою блоку 8 з пружних гумових елементів, який обмежує горизонтальні і кутові переміщення колісних пар щодо рами візка.

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						45
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

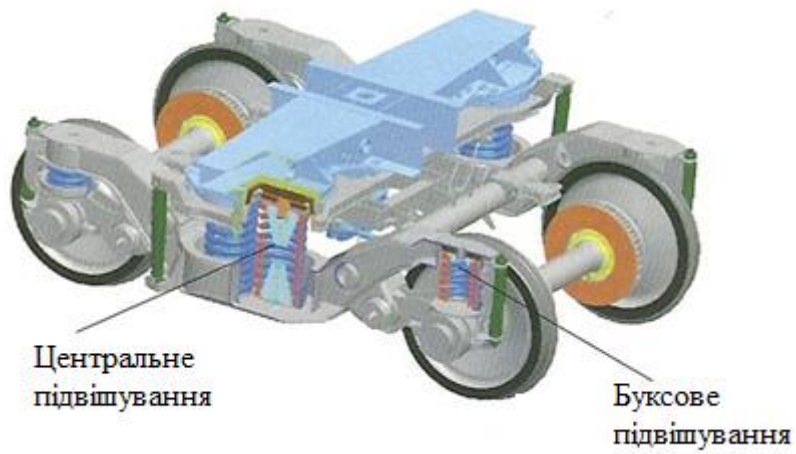


Рис. 3.6 - Ресорне підвішування

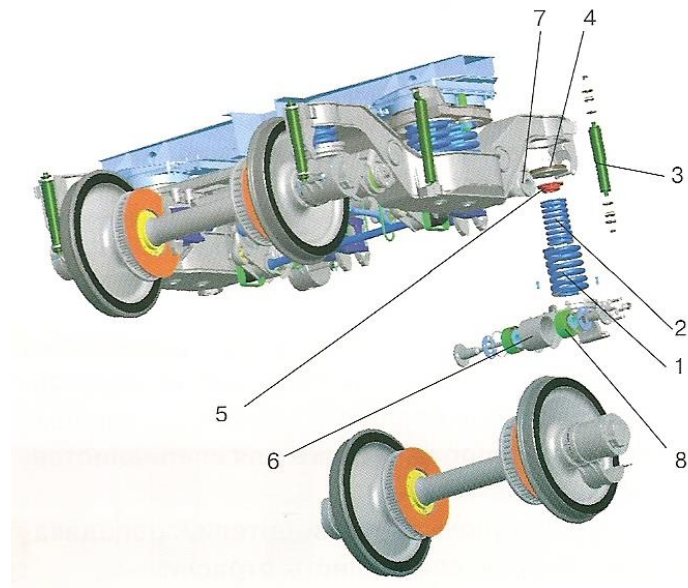


Рис. 3.7 – Буксове підвішування

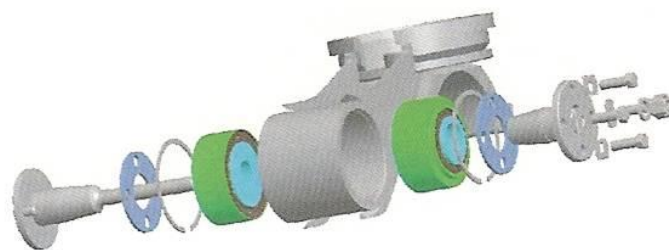


Рис. 3.8 - Важіль буксової підвіски з сайлент – блоком

Буксове підвішування служить для зниження прискорень коливального руху і зменшення впливу динамічних сил на конструкцію вагона і гасіння як низькочастотних, так і високочастотних коливань. Пружини служать для передачі вертикальних зусиль від рами до буксовими вузлу і зниження динамічних прискорень. В процесі експлуатації пружини схильні до знакозмінних навантажень, які можуть привести до появи залишкових деформацій. Важіль буксової підвіски 6 призначений для передачі поздовжніх тягових і гальмівних зусиль між рамою візка і колісною парою, крім цього важіль обмежує горизонтальні і кутові переміщення за допомогою сайлент-блоку 8, в процесі експлуатації важіль зазнає значних знакозмінних навантажень, які можуть призвести до появи залишкових деформацій і втомних тріщин. Для гасіння коливань в буксовому підвішуванні застосовується гідравлічний гаситель коливань односторонньої дії. Гумо-металічний амортизатор 5 призначений для гасіння високочастотних коливань.

Гумо-технічні вироби (ГТВ) в процесі експлуатації схильні до старіння гуми, внаслідок чого відбуваються різного роду руйнування ГТВ (тріщини, розшарування і т. Д.), а це в свою чергу приводить до зміни характеристик жорсткості гуми, та до необхідності заміни гумотехнічних виробів в процесі експлуатації. Сайлент-блок 8 забезпечує горизонтальні і кутові переміщення колісної пари, а також гасіння різних видів коливань в буксовими підвішування. Як і всі ГТВ, сайлент-блок також схильний до зносу.

### Центральне підвішування

Центральне підвішування (рис. 3.9) безколіскового типу з пружинами 1, гідравлічними гасителями 2 і 3 вертикальних і горизонтальних коливань і гумовими амортизаторами 4 і 5, які є фільтрами високочастотних складових коливань, служить для передачі навантаження від кузова вагона на раму візка, амортизації і демпфірування вертикальних і горизонтальних коливань кузова

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						47
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



застосовані гідравлічні гасителі коливань двостороннього дії - два для гасіння вертикальних коливань і один для гасіння горизонтальних. Гумо-металічні амортизатори призначені для гасіння високочастотних коливань.

#### Гасителі коливань

Для демпфірування коливань в підвішуванні застосовані гідравлічні гасителі коливань виробництва фірми KONI (Нідерланди) - 4 вертикальних односторонньої дії в буксовими підвішування, 2 вертикальних і 1 горизонтальний двосторонньої дії в центральному підвішуванні. Демпфірування коливань здійснюється за рахунок в'язкого тертя, що виникає при русі робочої рідини гасителя між робочими камерами. Для забезпечення відносного горизонтального переміщення надресорної балки щодо рами візка, приєднувальні частини гасителів коливань центрального підвішування обладнані гумометалевими шарнірами (сайпент-блоками).

В процесі експлуатації гумовотехнічні елементи гасителів схильні до старіння і вимагають заміни. Через роботу в умовах знакозмінних навантажень можлива втрата герметичності робочих камер гасителів, внаслідок чого можливий витік робочої рідини і втрата гасителем робочих властивостей.

#### Торсіонний пристрій

Призначення торсіонного пристрою візка полягає в створенні в ланцюзі взаємодії "вагон-візок" моменту, що протидіє боковому хитанню вагона. Це завдання вирішується через застосування торсіона 1 з системою тяг 2 і важелів 3 (рис. 3.10), коли при бічному хитанні вагон через надресорних балку 4 натискає вниз на одну з тяг 2, а іншу тягу 2 захоплює вгору. Тяги, яка взаємодіє з важелями 3 пристрої, закручують торсіон, створюючи момент, який протидіє нахилу кузова вагона. Опорою торсіонного пристрої служать підшипники 5, закріплені на кронштейнах 6 рами візка. Важелі 3 насаджуються на шліцьові поверхні торсіона 1 і закріплюються в одній площині.

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						49
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

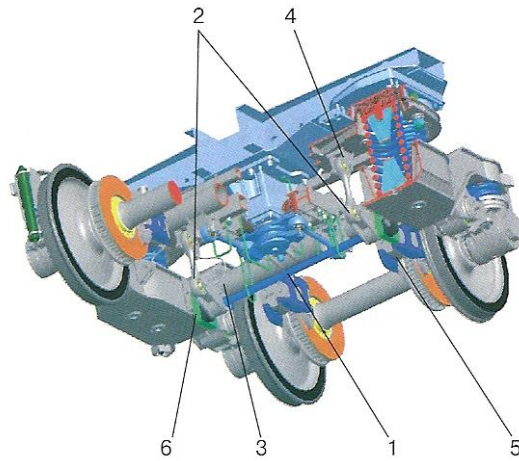


Рис. 3.10- Торсіонний пристрій

У підшипниках торсіонного пристрою і в шарнірних з'єднаннях тяг з важелями і кронштейнами надресорної балки використовуються полімерні втулки, які виконують роль шарнірних підшипників. У зв'язку з великими знакозмінними навантаженнями, яких зазнає в процесі роботи торсіонний пристрій, полімерні втулки схильні до зносу і вимагають заміни в експлуатації.

#### Гальмівне обладнання

Гальмівне обладнання що входить до складу візка включає в себе кліщові механізми 1 (рис. 3.11) двох типів, які підвішуються на кронштейнах 2 рами візка, з яких два блоки (рис. 3.12) першого типу (для візка моделі 68-7007 - чотири блоки) підвішені на кронштейнах, розташованих по діагоналі рами візка згідно конструкторської документації, а два інших блоку (рис. 3.12) другого типу (крім візки моделі 68-7007) з можливістю підключення ручного механічного приводу гальма стоянки, підвішені на іншій парі кронштейнів рами візка.

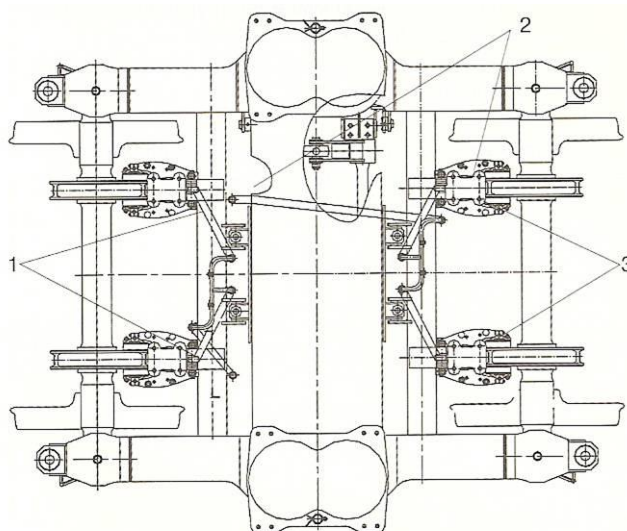


Рис. 3.11 - Розташування гальмівного обладнання

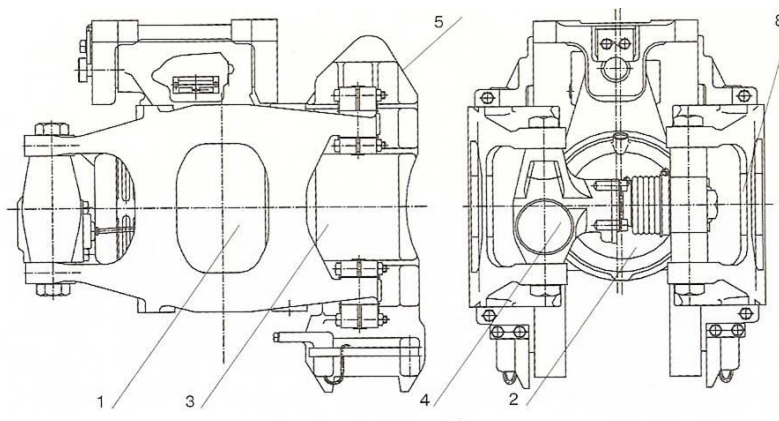


Рис. 3.12 - Гальмівний блок

Гальмівні блоки (рис. 3.12) включають корпус 1, діафрагмовий циліндр 2, кліщові важелі здвоєної конструкції жорсткі на скручування 3, регулятор упору 4, керований зусиллям поршня циліндра, власники накладок 5, в які встановлюються фрикційні накладки, виконані з композиційного матеріалу. Гальмівні блоки, крім зазначеного, обладнуються важелем 6 для підключення ручного гальма і пристроєм нерухомого кріплення оболонки троса управління 7.

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.226589.МР.000 ПЗ

Арк  
51

Регулювання зазору між накладками і робочою поверхнею гальмівних дисків проводиться за допомогою шестигранної голівки 8 при монтажі та в подальшому, до допустяемого зносу накладок і дисків зазор зберігається.

Гальмівні блоки з кліщовими механізмами є компактними агрегати з пневмоприводом і жорстко закріплюються на кронштейнах, приварених до поперечних траверс рами візка, чотирма спеціальними болтами М20х140 з шайбами і гайками, при цьому момент затягування кожного болтового з'єднання - не менше 320 Н м.

Гальмівні накладки, що застосовуються (рис. 3.13), виготовляються з композиційного матеріалу товщиною 35 мм. Цей матеріал не містить азбесту і важких металів і складається з синтетичної гуми, каучуку, фрикційних добавок таких, як сталь, мінеральні та органічні компоненти, що підсилюють структуру матеріалу. Матеріал накладки не агресивний і добре прірабативаються з контактують фрикційним матеріалом, має хорошу фрикціонную стабільність в різних погодних умовах, включаючи зимові. Матеріал відповідає вимогам пам'ятки УІС 541-3 та допущений для використання в рухомому складі залізниць для максимальної швидкості 200 км/год. Площа тертя однієї накладки - 400 см<sup>2</sup>. Накладка складається з двох частин.

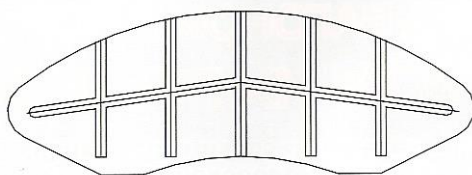


Рис. 3.13 - Гальмівні накладки

Величина пробігу з використанням гальмівних накладок виробництва Кпогг-Вгеmse становить не менше 600 тис. км (за результатами експлуатації вагонів у складі поїзда Київ-Львів).

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						52
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина пробігу з використанням гальмівних накладок виробництва Кпогг-Вгемсе становить не менше 600 тис. км (за результатами експлуатації вагонів у складі поїзда Київ-Львів).

Установка накладок в утримувачі гальмівних блоків із засувкою і пружинним стопором і зміна їх з регулюванням сумарного зазору -  $3 \pm 1$  мм здійснюється відповідно до інструкції фірми виробника (Кпогг-Вгемсе).

У гальмівних блоках є вбудовані авторегулятори, які підтримують сумарний зазор між накладками і диском до допустимого зносу гальмівних накладок. Перевірка сумарного зазору в експлуатації не потрібно.

Циліндри гальмівних блоків, призначених для гальмування однієї осі колісної пари, з'єднуються між собою гнучкими рукавами Р34 по з ГОСТ 2593 і сталевими безшовним трубами по ГОСТ 8734 за допомогою різьбових перехідників, а при підкатці візків під вагони циліндри за допомогою гнучких шлангів з'єднуються з кінцевими штуцерами трубопроводів вагона, розміщених поблизу від центру візка на рамі вагона з обох сторін хребтової балки.

На рамах візків моделі 68-7012 змонтовані і закріплені сталеві троси в оболонці для при вода ручного гальма, при цьому одні кінці оболонок тросів жорстко закріплені до елементів зв'язку 7 на корпусах гальмівних блоків, а металеві троси шарнірно пов'язані з поворотними важелями 6 (рис. 3.14 ).

Установка накладок в утримувачі гальмівних блоків із засувкою і пружинним стопором і зміна їх з регулюванням сумарного зазору -  $3 \pm 1$  мм здійснюється відповідно до інструкції фірми виробника (Кпогг-Вгемсе).

У гальмівних блоках є вбудовані авторегулятори, які підтримують сумарний зазор між накладками і диском до допустимого зносу гальмівних накладок. Перевірка сумарного зазору в експлуатації не потрібно.

Циліндри гальмівних блоків, призначених для гальмування однієї осі колісної пари, з'єднуються між собою гнучкими рукавами Р34 по з ГОСТ 2593 і сталевими безшовним трубами по ГОСТ 8734 за допомогою різьбових

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						53
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

перехідників, а при підкатці візків під вагони циліндри за допомогою гнучких шлангів з'єднуються з кінцевими штуцерами трубопроводів вагона, розміщених поблизу від центру візки на рамі вагона з обох сторін хребтової балки.

На рамах візків моделі 68-7012 змонтовані і закріплені сталеві троси в оболонці для приводу ручного гальма, при цьому одні кінці оболонок тросів жорстко закріплені до елементів зв'язку 7 на корпусах гальмівних блоків, а металеві троси шарнірно пов'язані з поворотними важелями 6 (рис. 3.14).

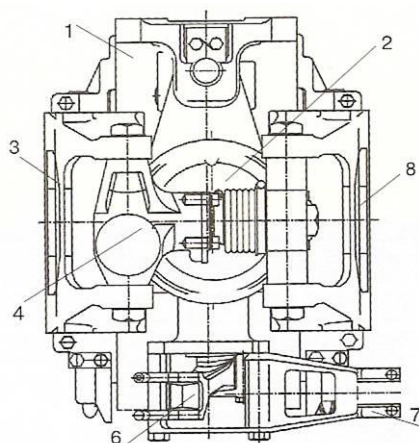


Рис. 3.14 - Гальмівний блок

Під час підкочування візків під вагон протилежні кінці оболонок тросів повинні жорстко закріплюватися на кронштейнах рами вагона, а металеві троси шарнірно приєднуються до зрівняльного важеля, пов'язаному з гайкою гвинтової передачі приводу ручного гальма, розміщеного на рамі вагона. Для забезпечення надійного функціонування тросового приводу ручного гальма оболонки тросів жорстко закріплені в кількох місцях на кронштейнах, приварених до рами візка.

#### Блок-привід кузов-візок

Механізм приводу візки (рис. 3.15) в складі приводного упору 1, приводного шворня 2 (встановленого на вагоні), з'єданого за допомогою пружного гумового елемента з балансиrom 3, обидва кінці якого з'єдані з

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						54
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

кронштейнами 4 на рамі візка за допомогою приводних тяг 5, отвори яких обладнані пружними гумовими зчленуваннями, призначений для передачі поздовжніх рушійних сил від кузова вагона на візки.

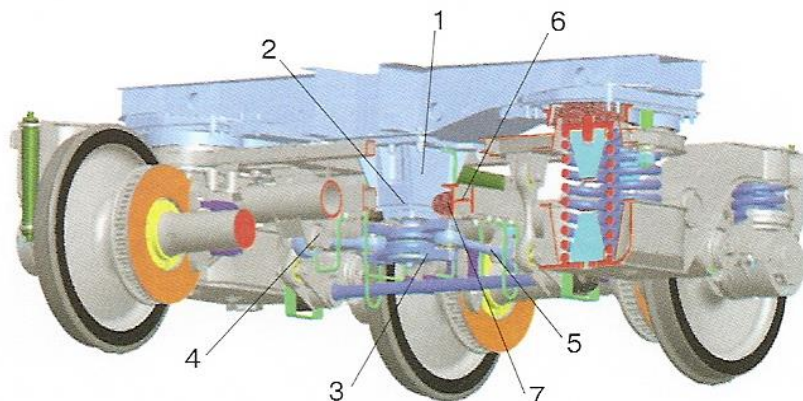


Рис.3.15 - Блок-привід кузов візок

Поперечні переміщення приводного упору обмежені центральною рамкою 6 (рис. 3.15), з встановленими на ній пружними 7 і жорсткими 8 упорами. Сумарний зазор між приводним упором і пружними упорами становить 40 мм (сума розмірів А), між жорсткими 80 мм (сума розмірів Б). У місця контакту приводного упору з упорами центральної рамки встановлюються зносостійкі пластини. На жорсткі упори центральної рамки встановлюються зносостійкі накладки.

З'єднання колісних пар з рамою (рис. 3.16) здійснюється за допомогою важеля 1, один кінець якого закріплений в кронштейні рами візка 2 пружним шарнірним з'єднанням, а другий з'єднується з корпусом букси 3 за допомогою хомута 4 болтовим з'єднанням. Важіль має опорне місце для передачі навантаження від пружин буксового ресорного підвішування на буксові вузли та кронштейн буксового вертикального гасителя коливань 12. У вузлі з'єднання колісних пар з рамою передбачена можливість заміни колісної пари з буксовими вузлами без демонтажу буксового ресорного підвішування. Для цього важіль 1 має кронштейн 5, який при підйомі візка спирається на вісь 13.

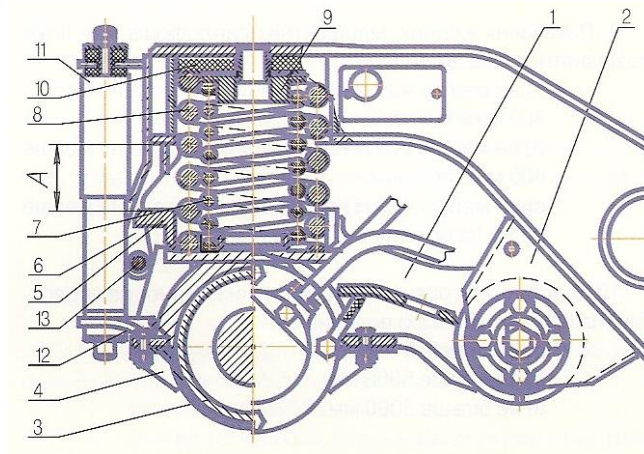


Рис. 3.16 - З'єднання колісної пари з рамою і буксовими ресорне підвищення: 1 - важіль; 2, 6 - кронштейн рами візка; 3 - корпус букси; 4 - хомут; 5 - кронштейн; 7,8 - циліндрична гвинтова пружини; 9 - центровиків; 10 - гумовий амортизатор; 11 - гідравлічний гаситель коливань; 12 - кронштейн буксового вертикального гасителя; 13 - вісь

Стабілізатор бічної хитавиці (рис. 3.17) призначений для створення в ланцюзі взаємодії «кузов вагона - рама візка» моменту, який протидіє бічний хитавиці кузова вагона.

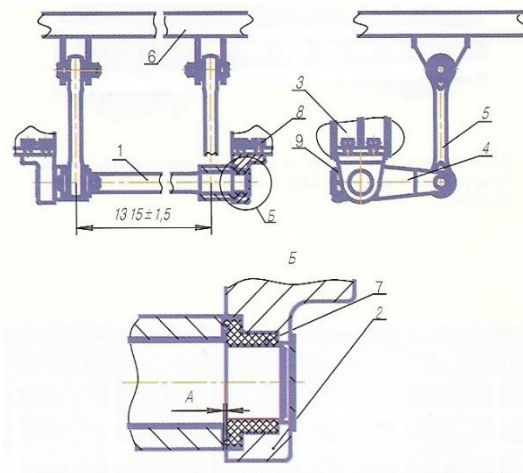


Рис. 3.17- Стабілізатор бічної хитавиці (гальмівний пристрій): 1 - торсіон; 2 - блок підшипників; 3 - кронштейн рами візка; 4 - важіль; 5 - вертикальна тяга; 6 - надресорна балка; 7 - втулка; 8, 9 – болти

Стабілізатор бічної хитавиці складається з торсіона 1, який своїми цапфами встановлений в підшипники 2, закріплений на кронштейн 3 рами візка. Торсіон з'єднаний з надресорної балкою 6 за допомогою важелів 4 і вертикальних тяг 5, закріплених на його шліцьових поверхнях в одній площині.

Вузол з'єднання кузова вагона з візком (привід візки) (рис. 24) призначений для передачі горизонтальних поздовжніх сил від кузова вагона. Він складається з балансира 1 (рис. 3.18), який закріплюється через пружний елемент (гумове зчленування) 7 (рис. 3.19) на приводному шворні 3 (рис. 3.19) приводного упору (приводний тумби) 3 (рис. 3.18) рами вагона 4 (рис. 3.18). Кінці балансира з'єднані з кронштейнами 5 (рис. 3.18) закріплених на рамі візка за допомогою при водних тяг 6, отвори яких обладнані пружними гумовими зчленуваннями 7.

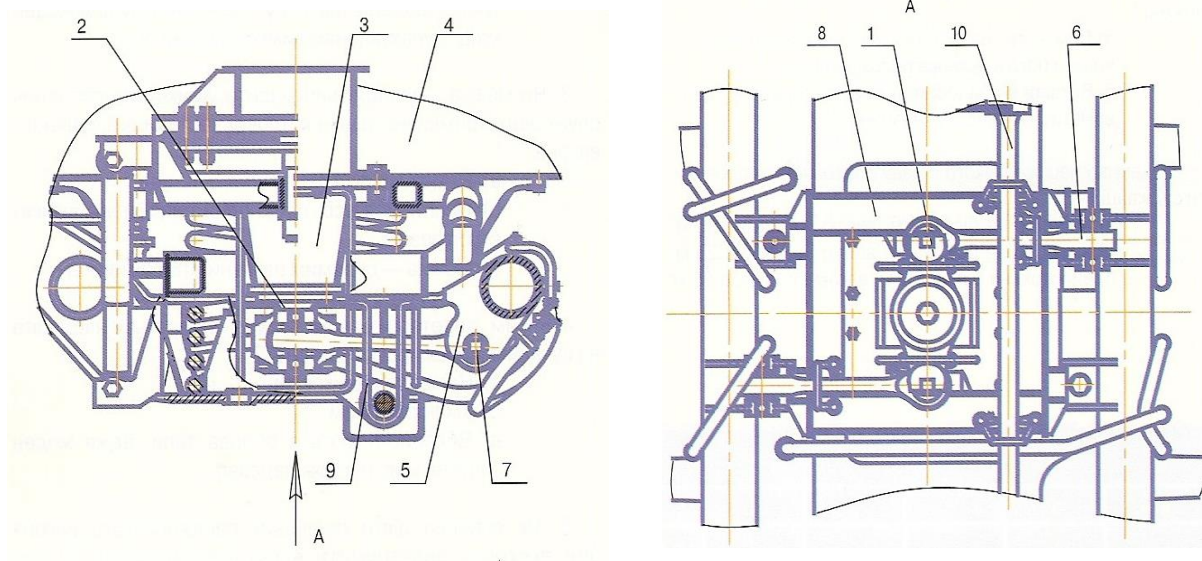


Рис. 3.18 - Вузол з'єднання кузова вагона з візком (привід візка): 1 - балансира; 2 - приводний шворнінь; 3 - приводний упор (приводна тумба); 4 - рама вагона; 5 - кронштейн рами візка; 6 - приводний важіль; 7 - пружне гумове зчленування; 8 - центральна рамка; 9 - запобіжна скоба; 10 - торсіонний вал

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.226589.МР.000 ПЗ

Арк  
57



створення нової вітчизняної візки ПАТ «КВБЗ» були побудовані пасажирські візки моделей 68-7007, 68-7012.

### Висновок по розділу 3

В даному розділі розглянуто конструкція візків моделей 68-7007, 68-7012. Однією з особливостей даних візків, які призначені для швидкісних поїздів є дискові гальма, експлуатаційні властивості яких будуть розглянуті нижче.

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						59
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

## 4 АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВУЗЛА «ДИСК-НАКЛАДКА» ДИСКОВИХ ГАЛЬМ НА ВАГОНАХ ПОБУДОВИ ПАТ «КВБЗ»

### 4.1 Загальні вимоги до накладок дискових гальм

Підвищення швидкостей руху пасажирських поїздів супроводжується удосконаленням гальм вагонів. Застосування відомої конструкції колодкових гальм з впливом колодок на поверхні кочення коліс обмежена межами їх допустимого нагріву [9]. Тому на швидкісному рухомому складі в комплексі з іншими гальмівними засобами (електричним і магнітнорейковим гальмом) набули широкого поширення дискові гальма.

До числа найбільш важливих проблем відносяться: підвищення коефіцієнта зчеплення коліс з рейками при дисковому гальмі; зменшення впливу несприятливих атмосферних умов на роботу дискових гальм; створення гальмівних накладок з високим стабільним коефіцієнтом тертя і великий зносостійкість; розробка надійної і довговічної конструкції гальмівних дисків, що забезпечують ефективне розсіювання енергії.

Діапазон максимальної швидкості вагонів з дисковими гальмами 140 ... 200 км/год, навантаження на вісь 30 ... 90 кН, величина уповільнення 0,75 ... 1,15 м/с<sup>2</sup>, діаметр коліс 860 ... 920 мм, максимальна температура тертя 300 ... 400°С. Форми і розміри накладок повинні забезпечити взаємозамінність накладок. Накладки діляться за коефіцієнтом тертя на дві групи: типу Н з коефіцієнтом тертя 0,35 і типу L з коефіцієнтом тертя 0,25. Середнє значення коефіцієнта тертя має бути постійним у поточному діапазоні швидкостей незалежно від умов експлуатації. Відхилення середнього значення коефіцієнта тертя  $\pm 12\%$ , точкові оцінки  $\pm 20\%$ .

Більш детальні вимоги наведені в Code UIC 541-3 [48]. Основні з них вимоги такі:

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						<i>60</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

- накладки повинні бути виготовлені з матеріалу, який дає найкращий баланс між:

- гальмівними характеристиками;
- зносом і строком служби накладок;
- зносом гальмівного диска;
- геометричні характеристики гальмівних накладок повинні бути уніфіковані;

- товщина гальмівних накладок повинна складати 24, 30 або 35 мм;

- накладки, які виконані з різних матеріалів, повинні бути однорідними по всій поверхні, не мати точкових Викришування, пухирчастих або інших дефектів. Матеріал не повинен корродувати на протилежній поверхні тертя і виключати можливість утворення металевих включень.

- гальмівні накладки не повинні викликати термічного руйнування гальмівних дисків, тому що надмірний нагрів і тріщини можуть призводити до руйнування дисків.

Механічні, фізичні і хімічні характеристики гальмівних накладок не повинні істотно змінюватися при зниженні температури до мінус 40°C. Після повторного збільшення температури не повинно бути остаточних змін характеристик [7,27,].

Згідно з повідомленнями науковців, середній знос накладок в залежності від матеріалу диска має значення [35], які наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Знос накладок в залежності від матеріалу диска

Матеріал диска	Матеріал накладки	Середній знос накладок, мм/км
Чугун ЧНМХД	5-6-60	0,2
Чугун ВПЧ	5-6-60	0,405
Серий чугун КБ	5-6-60	0,068
Чугун ЧНМХД	140-42-72	0,118
Чугун ВПЧ	140-42-72	0,203
Серий чугун КБ	140-42-72	0,01

Порівняльна оцінка зносостійкості показала, що накладки з композицій 5-6-60 і 140-42-72 зношуються відповідно в 5,5 і 2 рази менше при роботі з дисками КБ і ЧНМХД, ніж в парі з дисками з ВПЛ. Різниця в зносі обумовлена температурним режимом при гальмуванні. Підвищена температура викликає деструктуризація, зменшує механічні властивості [5].

Важливим фактором зниження витрат на технічне обслуговування гальмівної системи є використання секційних гальмівних накладок (RHS). Ці накладки виконані з органічного матеріалу [5, 20]. Від традиційних накладок УІС (МСЗ) вони відрізняються своєю геометрією. Конфігурація накладки розроблена на комп'ютері і здатна зменшувати знос диска по площині притиснення. Результати моделювання показують, що гальмівні диски з чавуну з шароподібним графітом на підтримуваних осях замінюють з інтервалом 4,5 року, а термін служби гальмівних накладок на цих осях складає 4,3 міс., а накладок KRS з алюмінієвими дисками - 9 міс.

Таким чином, аналізуючи наведені приклади досліджень, можна підкреслити, що:

- середній знос накладок залежить від матеріалу диска,
- удосконалення конфігурації накладки забезпечує більш комфортні умови її експлуатації.

#### 4.2 Експлуатаційні випробування

Співробітниками ОНИЛ «Вагони» спільно з представниками ПАТ «Трібо» проведено порівняльні експлуатаційні випробування гальмівних накладок різних виробників [26]. Об'єктом випробувань є накладки, які відповідають кресленням 102ВР СБ «Накладка дискового гальма залізничного транспорту», проекту технічних умов ТУ В26.8-05495578-047: 2010 «Гальмівна накладка для дискових гальм пасажирських вагонів» виробництва ПАТ «Трібо» і діючих інструкцій по гальмах УЗ.

Основними завданнями експлуатаційних випробувань були:

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						62
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

- визначення зносостійкості накладок в різні пори року (зима-весна-літо);
- візуальна перевірка на наявність іскор і відкритого полум'я під час гальмування;
- перевірка фактичного гамма-процентного ресурсу, тобто за результатами випробувань визначити прогноз ресурсу накладок;
- перевірка зносу дисків;
- перевірка впливу накладок на поверхню диска;
- перевірка накладок на виникнення механічних пошкоджень в процесі експлуатації.

Під час експлуатаційних випробувань накладок, виготовлених відповідно за кресленням 102ВР СБ, проекту ТУ В26.8-05495578-047: 2010 контролювалися відповідні характеристики.

Для проведення експлуатаційних випробувань ПАТ «Трібо» надано 96 накладок з числа дослідної партії.

Досліджувані накладки були встановлені на три пасажирських вагони (№ 06307, 13178, 13186) поїзда, який курсував за маршрутом Київ-Львів. Середня швидкість даного поїзда на шляху прямування 100 ... 120 км/год. З цього ж маршруту як еталонного був обраний вагон 13194 з накладками Vecorit.

					<i>031.226589.MP.000 ПЗ</i>	<i>Арк</i>
						63
<i>Зм.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

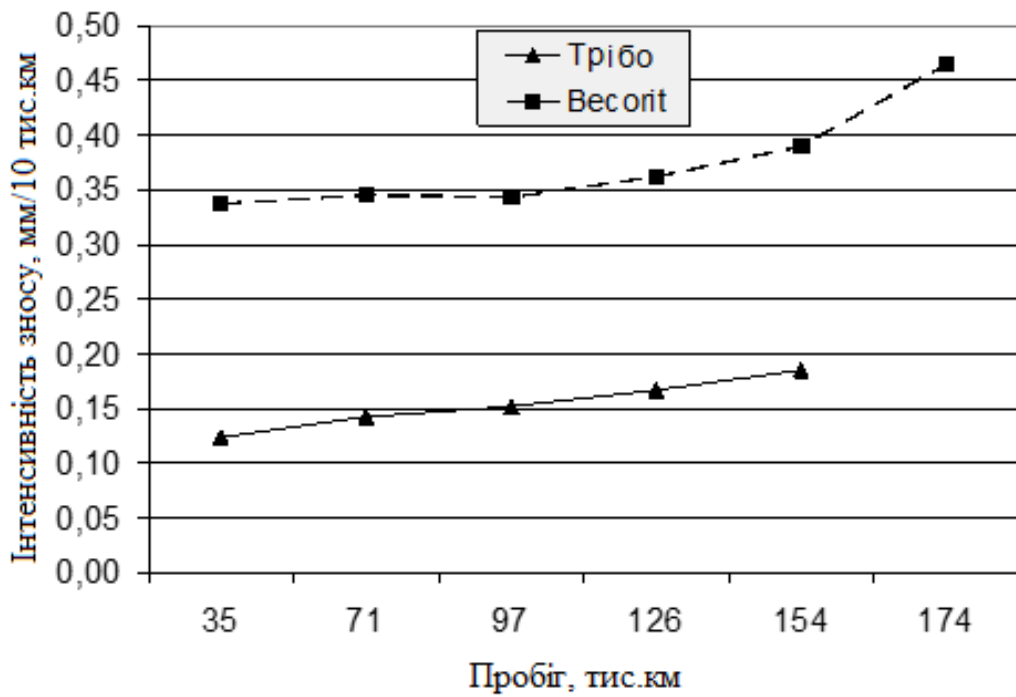


Рис. 4.1. Порівняння інтенсивності зносу накладок по товщині

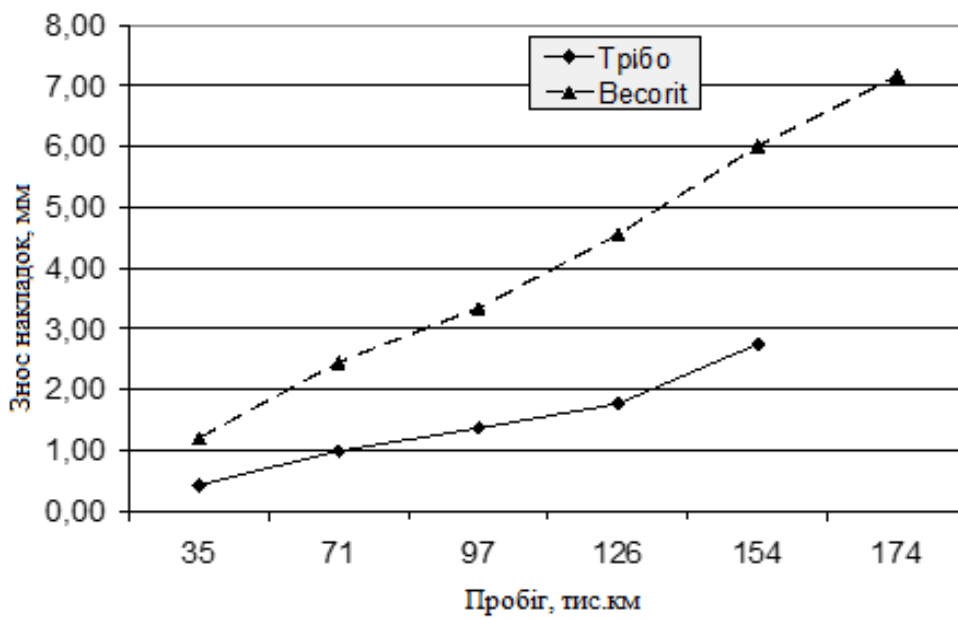


Рис. 2. Порівняння зносу накладок по товщині

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.226589.МР.000 ПЗ

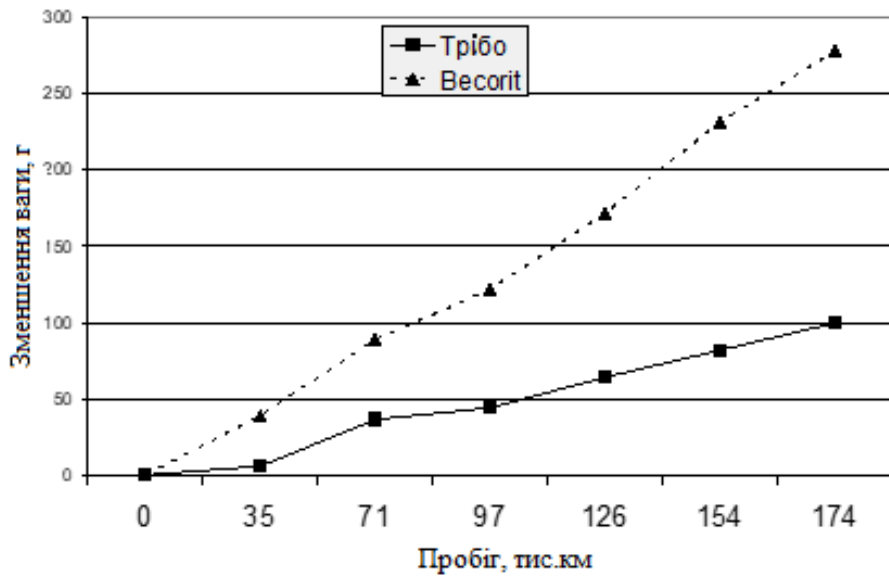


Рис. 4.3 Порівняння зменшення ваги накладок в залежності від пробігу

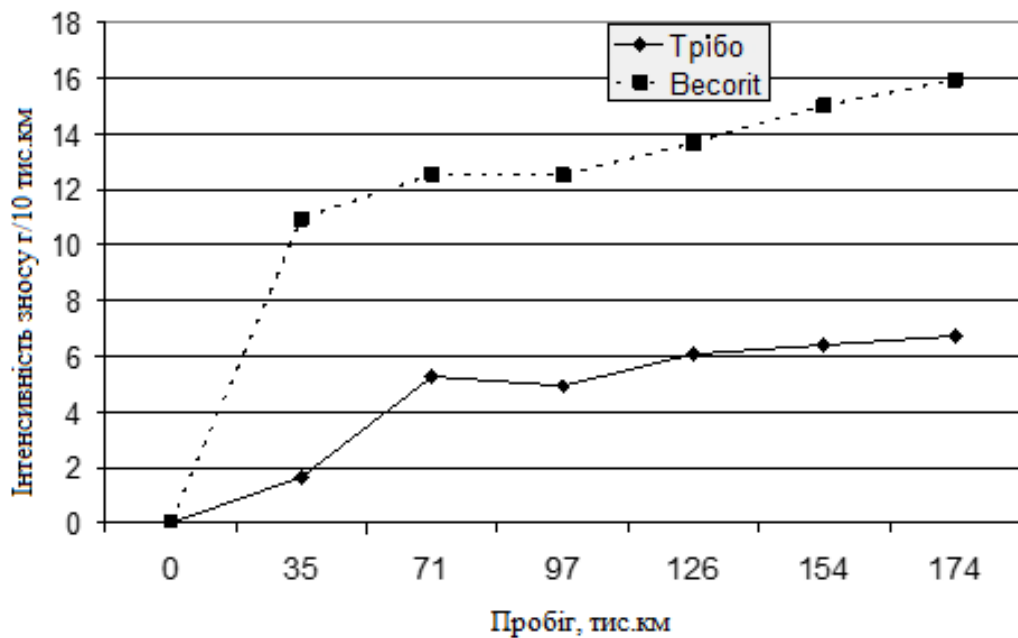


Рис. 4.4. Порівняння інтенсивності зносу накладок по вазі на 10 тис. км

З графіків видно, що більш інтенсивне зношуються накладки Vesorit, як по товщині, так і по вазі.

У таблиці 4.2 наведені дані про повну загальну середню зносі накладок Трібо і Vesorit в різні пори року при різній температурі і вологості, а за допомогою графіків, зображених на рис. 4.5, можна порівняти наведені дані.

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця 4.2 Знос накладок в залежності від пори року

	Зима	Весна	Літо
Дата	08.02-11.03	12.03-16.05	17.05-01.08
Середня температура	-6,4	9,0	21,1
Середня вологість	69,80 %	63,70 %	66,40 %
Знос накладок Трібо	0,124	0,170	0,240
Знос накладок Весорит	0,337	0,347	0,496

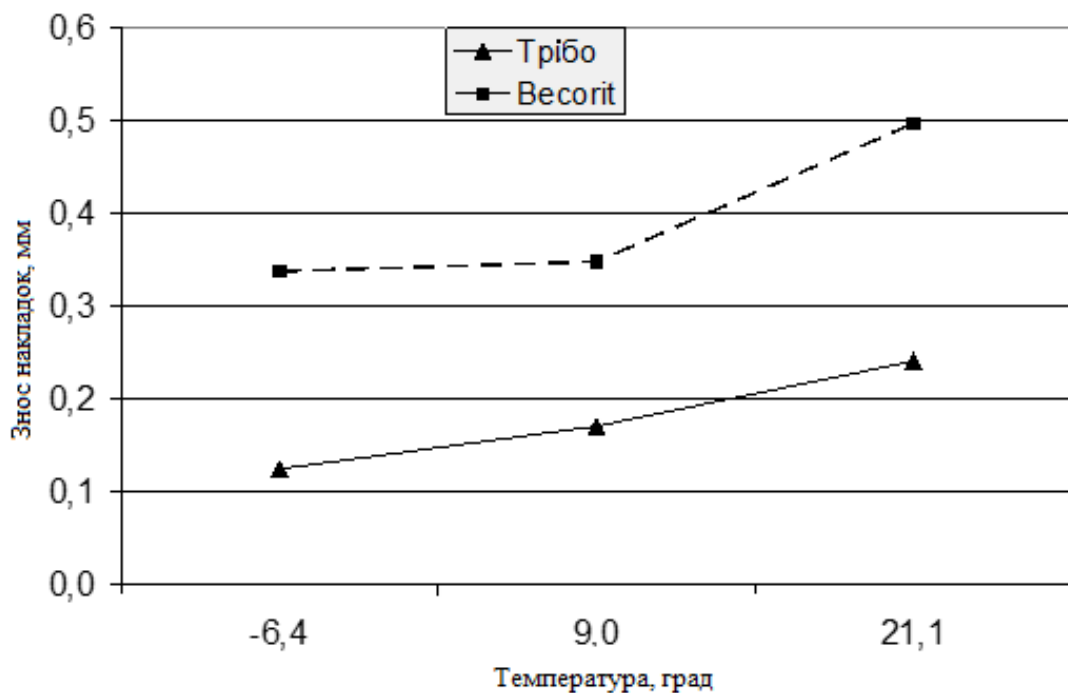


Рис. 4.5. Порівняння зносу накладок при різній зовнішній температурі

В результаті можна зробити висновок про те, що при збільшенні температури знос накладок Весорит зростає більш інтенсивне.

За допомогою програмного комплексу «Статистика» отримано залежності зносу накладок від пробігу  $x$ :

– Трібо  $t_{zn} = 34,8475 - 1,87 \cdot 10^{-5} \cdot x$ ;

– Весорит  $t_{zn} = 31,739 - 4,05 \cdot 10^{-5} \cdot x$ .

Відповідно до отриманих рівняннями, наведені графіки прогнозу роботи накладок різних виробників (рис. 4.6).

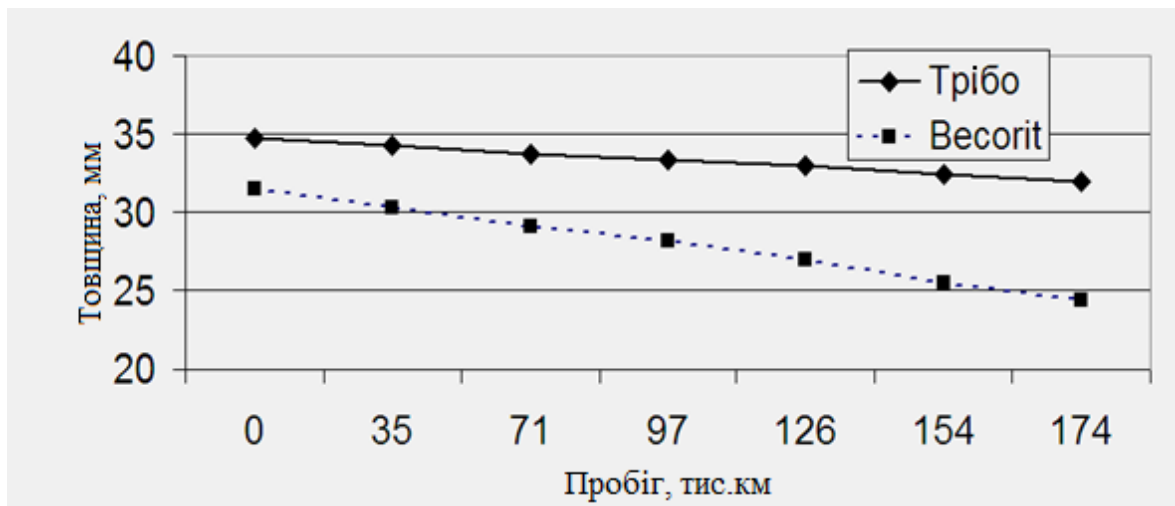


Рис. 4.6. Прогноз ресурсу гальмівних накладок

З рівняння видно, що друга складова правій частині рівняння після знака мінус у накладок Трібо менше, а відповідно і менше інтенсивність зносу накладок більш ніж в два рази, що вказує на збільшення їх терміну служби.

#### Висновки по розділу 4

В розділі приведені результати випробувань дискових гальм щодо встановлення експлуатаційних якостей гальмівних накладок виробництва ВАТ «Білоцерковський завод «Трібо», також встановлення впливу вищевказаних накладок на гальмівні диски

Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата

031.226589.МР.000 ПЗ

Арк  
67

## ВИСНОВКИ

Аналізуючи результати лінійних і вагових вимірів гальмівних накладок виробництва Трібо і Wesorit, які проводилися протягом 6 місяців експлуатаційних випробувань в напрямку Київ-Львів (середня швидкість руху поїзда - 100 ... 120 км / ч), слід зазначити:

1. Інтенсивність лінійного зносу накладок Wesorit більше, ніж інтенсивність зносу накладок Трібо в 2 ... 3 рази.

2. По масі знос дослідних накладок Трібо також в 2 ... 3 рази менш інтенсивний, в порівнянні з зносом еталонних накладок Wesorit.

3. Підтверджено, що з підвищенням температури навколишнього середовища збільшується інтенсивність зносу накладок обох типів.

4. В цілому гальмівні диски зношуються при накладках Трібо на 25,9% більше в порівнянні з дисками при накладках Wesorit.

5. На підставі результатів випробувань розрахунковий ресурс гальмівних накладок обох типів прогнозується на рівні:

– Трібо - 1596 тис.км;

– Wesorit - 738 тис.км.

6. Досліджувані накладки виробництва ПАТ «Трібо» не впливають негативно на поверхню тертя гальмівних дисків.

Поверхня дисків з накладками Трібо має більш світлий відтінок і більш однорідну поверхню, а з накладками Wesorit - колір темніший, іноді з вираженими кільцями на поверхні, які наводять на припущення про наявність більш високої температури під час експлуатації накладок Wesorit.

7. За результатами експлуатаційних випробувань гальмівні накладки Трібо, дет. 102BP з прес-матеріалу шифру TR001/1 були рекомендовані до експлуатації на швидкісному пасажирському рухомому складі.

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						68
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Бабаєв, А. М. Дискові гальма вантажних вагонів / О. М. Бабаєв, О. С. Книшук, І. В. Ісопенко, Л. А. Мурадян // Вагонний парк. – 2011. – № 12. С. 44-48.
- 2 Бабаєв, А. М. Вихрострумові гальма рейкового транспорту / А. М. Бабаєв, А. С. Смірнов // Техніка залізниць. – 2015. – №4 (32). – С. 50 – 53.
- 3 Бабаєв, А. М. Вплив розміщення гальмівних колодок на колесі вантажного вагона на ефективність його гальмування / О. М. Бабаєв, П. Д. Даниш // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. - Д., 2008. - Вип. 22. - С. 7-9. УДК 629.4.014.7(077-592+013.24)
- 4 Бабаєв, А. М. Гальмівні системи вантажних вагонів типу «Схід-Захід» // Бюлетень ОСЗ. – 2018. – № 4. – С. 27-30.
- 5 Бабаєв, А. М. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць : навч. посібник / А. М. Бабаєв, Д. В. Дмитрієв. – Київ : ДЕТУТ, 2007. – 176 с.
- 6 Балон, Л. В. Підвищення ефективності гальмування рухомого складу залізничного транспорту: авт. дис. д.т.н. : 05.22.07, 05.22.12 / Л. В. Балон. - Дніпропетровськ: ДІТ, 1991.-49 с.
- 7 Болжеларський, Я. В. Визначення питомого опору руху спеціального самохідного рухомого складу експериментальним методом / Я. В. Болжеларський, С. С. Довганюк, О. С. Набоченко // Зб. наук. пр. Укр. держ. ун-ту залізн. трансп. - Харків, 2014. - Вип. 148, ч. 1. - С. 156-163.
- 8 Буато, М. Гальмівне обладнання поїздів TGV-Atlantique / М. Буато, Б. Крістіан // Revue Generate des Chemins de Fer. – 1987. – № 9. – С. 7 – 19.
- 9 Водянніков Ю. Я. Методологія розрахункових та експериментальних досліджень гальмівної ефективності пасажирських вагонів із застосуванням математичних моделей та комп'ютерного моделювання (монографія) // Ю.Я. Водянніков, А.М. Сафронов, Є.Г. Макєєва – Кременчук Український науково-дослідний інститут вагонобудування (УкрНДІВ) 2017 р. – 287 с.
- 10 Довганюк, С. С. Дослідження спільної роботи гальм рухомого складу залізниць Польщі в поїздах Укрзалізниці : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / С. С. Довганюк ; Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізн. трансп. — Дніпропетровськ, 1998. — 25 с.
- 11 ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних) . – [Дійсний 01.07.2015] – 2015. – 162 с.

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						69
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



- 26 Мурадян Л. А. Про гальмівні колодки доріг України / Л. А. Мурадян, О. М. Бабаєв, С. В. Винокурова // Вагони та вагонне господарство. — 2010. — № 24. — С. 43—44.
- 27 Нормативи по гальмам. № ЦВ-0011. Київ, 1998, 18с.
- 28 Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ВНИИВ - ВНИИЖТ, Москва, 1991 г.
- 29 **Овсеенко А.Б. Напряженно - деформированное состояние в контактирующих телах при упруго-пластическом нагружении: Автореф. дисс.канд.техн.наук. - Киев, 1990. -16 с.**
- 30 Офіційний сайт КВБЗ. [Електронний документ] Режим доступу: <http://www.kvsz.com/index.php/ru/produksiya/passazhirskoe-vagonostroenie/motorvagonnyj-podvizhnoj-sostav/item/2423-passazhirskij-dizel-poezd-dpkr-3>
- 31 Протокол випробувань від 07 лютого 2019 року. № ДПТ-91.405-176-19/ВЦ. Приймальні випробування. Стационарні гальмівні випробування. Дизель- поїзд пасажирський ДПКр-3 для регіональних пасажирських перевезень // Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ). Випробувальний центр (ВЦ ДНУЗТ). Дніпро, 2019. 39 с.
- 32 Протокол випробувань від 09 грудня 2019 року. № ДПТ-91.405-177-19/ВЦ. Приймальні випробування. Ходові гальмівні випробування. Дизель-поїзд пасажирський ДПКр-3 для регіональних пасажирських перевезень // Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ). Випробувальний центр (ВЦ ДНУЗТ). Дніпро, 2019. 20 с.
- 33 Равлюк, В. Г. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Гальмові системи вагонів міжнародного сполучення» / В. Г. Равлюк, Я. В. Дерев'янчук. – Харків : УкрДАЗТ, 2011. – Ч. 1. – 14 с.
- 34 Сафронов О.М., Гальмівна ефективність бункерних вагонів з роздільним гальмуванням на кожен візок / О.М. Сафронов, П.О. Хозя, Ю.Я. Водянніков, Д.І. Єськов. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад», 2020. Вип. 20. С. 40-55.
- 35 **Снижение эксплуатационных расходов на дисковые тормоза // Железные дороги мира. – 2001, № 9. – С. 57-59.**
- 36 Терещак, Ю. В. Вимоги з допуску рухомого складу до експлуатації у міжнародному сполученні / Ю. В. Терещак // Залізничний транспорт України. — 2011. — № 6. — С. 39—41.
- 37 **Техніка та методи дослідження дискових гальм залізничного рухомого складу / Михалевич А.П., Мамот Б.А., Турков А.І., Федосєєв Ю.П. - У кн.: Фізико-хімічна механіка контактної взаємодії та фретинг-корозія. - Київ, 1973,с.98-99.**

					031.226589.МР.000 ПЗ	Арк
						71
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

- 38 Удосконалення методів ефективності гальм вагонів / О. М. Пшинько, С. В. Мямлін, В. І. Приходько та ін. // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. - Дніпропетровськ, 2005. - Віп. 7. - С. 74-78.
- 39 Черних Ю.М. Підвищення надійності гальмівної системи локомотива / Міжнародна науково-технічна конференція «Технології та інфраструктура транспорту», Харків, 14 – 16 травня 2018 р.: Тези доповідей. Харків: УкрДУЗТ, 2018. С. 144-145. Сафронов А. М. Гальмівна ефективність вантажних вагонів. Методологія розрахункових та експериментальних досліджень з використанням математичних моделей та комп'ютерного моделювання (монографія) // А.М. Сафронов, Ю.Я. Водянніков, Є.Г. Макеєва – Кременчук Український науково-дослідний інститут вагонобудування (УкрНДІВ) 2018 р. – 173 с;
- 40 Chan S.K., Tuba I.S. A finite element method for contact problems of solid bodies. - part I. Theory and validation // International Journal of Mechanical Sciences.-1971.-13.- P.615-625.
- 41 Dovhaniuk S., Shaposhnyk V., Shykunov O., Shatunov A., Visloguzov V., Результати гальмових випробувань дизель-поїзда ДПКР-3.
- 42 Fee Michael C. Thermalmechanical damage in Railroad Wheels due to dot Spoffing // Wear, -1985.- 102, №1-2.- S.31-45.
- 43 Francavilla A., Zienkiewicz O.C. A note on numerical computation of elastic contact problems // Journal for Num. Meth. In Engineering.-1975.- Vol.9.-P.913-924.
- 44 Havryliuk, V. I. An overview of the ETCS braking curves / V. I. Havryliuk // Електромагнітна сумісність та безпека на залізничному транспорті. - 2017. - № 13. - С. 11-19.
- 45 Jonson M.R., Welch R.E., Yeung K.S. Analysis of Thermal Stress and Residual Stress Changes in Railroad Wheels Caused by Severe Drag Braking. Journal of Engineering for Industry (ASME), -1977.- vol.99, series B, №1.-P.18-23.
- 46 Nabrich F., Kemchen R. Problem und erste Ergebnisse bei der Berechnung von Warmespannungen in Eisenbahnrädern // Wiss.Z. Hochsch. Verkehrsw. Friedrich hist Dresden, -1983.- 30, №3.- P.507-531.
- 47 Railway applications - structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons. EN 12663-2.
- 48 UIC 541-3 BRAKES - DISC BRAKES AND THEIR APPLICATION - GENERAL CONDITIONS FOR THE CERTIFICATION OF BRAKE PADS. 8th Edition, April 2017

					031.226589.MP.000 ПЗ	Арк
						72
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		