

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)

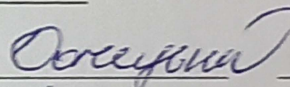
на тему: Оцінка впливу гальмівних характеристик дизель-поїзда ДПК-р на зношування колісних пар за освітньою програмою «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

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

Виконав: студент групи: ІН2226

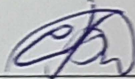
Керівник:

Нормоконтролер:



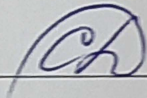
/ Руслан ДОНЕЦЬКИЙ/

(підпис студента) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)



/доц. Ярослав БОЛЖЕЛАРСЬКИЙ/

(підпис) (посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

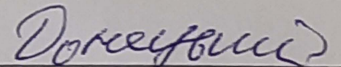


/доц. Ярослав БОЛЖЕЛАРСЬКИЙ/

(підпис) (посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

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

Студент



(підпис)

**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: Evaluation of the influence of the braking characteristics of the DPK-r diesel train on the wheelset wear

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 / Ruslan DONETSKYI/

---

(name, surname)

Scientific Supervisor: / ass. prof. Yaroslav BOLZHELARSKYI/

---

(position, name, surname)

Normative controller: / ass. prof. Yaroslav BOLZHELARSKYI/

---

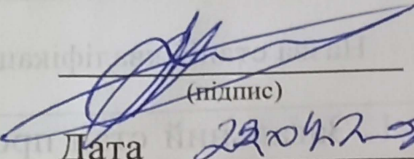
(position, name, surname)

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 ТЮТКІН  
(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Дата 22.04.2023

**ЗАВДАННЯ**

на кваліфікаційну роботу ОС «магістр»  
(ступінь вищої освіти)  
студенту Донецькому Руслану Володимировичу  
(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: «Оцінка впливу гальмівних характеристик дизель-поїзда ДПК-р на зношування колісних пар»

Керівник роботи: Болжеларський Ярослав Володимирович, к.т.н., доцент  
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від «28» квітня 2023 р. № 360ст

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

3. Вихідні дані до роботи: Техніко-економічні параметри дизель-поїзда ДПКр-3 та інших типів рухомого складу. Параметри колісних пар рухомого складу.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):  
Вступ. Розділ 1. Загальний стан проблеми зношування колісних пар та аналізу гальмівних характеристик рухомого складу. Розділ 2. Порівняння гальмівних характеристик дизель-поїзда ДПКр-3 та інших типів рухомого складу. Розділ 3. Визначення причин зношування колісних пар дизель-поїзда ДПКр-3 та розробка заходів з його зменшення. Висновки.

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

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

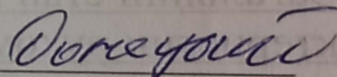
6. Консультанти розділів роботи:

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

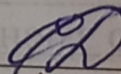
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розділ 1. Загальний стан проблеми зношування колісних пар та аналізу гальмівних характеристик рухомого складу.	30.10.2023-19.11.2023	вч
2	Розділ 2. Порівняння гальмівних характеристик дизель-поїзда ДПКр-3 та інших типів рухомого складу.	20.11.2023-17.12.2023	вч
3	Розділ 3. Визначення причин зношування колісних пар дизель-поїзда ДПКр-3 та розробка заходів з його зменшення.	18.12.2023-07.01.2024	вч
4	Перевірка роботи на наявність збігів текстових (літерних і цифрових) символів та графічних фрагментів. Отримання відгуку.	08.01.2024-14.01.2024	вч
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	15.01.2024	вч
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	Згідно з планом ЕК	

Студент

  
(підпис)

Руслан ДОНЕЦЬКИЙ  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

  
(підпис)

Ярослав БОЛЖЕЛАРСЬКИЙ  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

48 стор., 7 рис., 8 табл., 35 літературних джерел.

Об'єкт розробки – колеса колісних пар дизель-поїзда ДПКр-3.

Мета роботи – підвищення надійності дизель-поїзда ДПКр-3 у експлуатації.

Метод дослідження – методи тягових розрахунків.

В магістерській роботі з метою виявлення причин підвищеного зношування коліс колісних пар дизель-поїзда ДПКр-3 та зменшення його негативного впливу було проаналізовано величину дотичної гальмівної сили на колесі. Виявлено, що вона значно перевищує величину дотичної гальмівної сили інших типів рухомого складу – як МВРС так і локомотивів.

За результатами аналізу запропоновано змінити характер існуючої залежності дотичної гальмівної сили і привести його у відповідність до такого параметру дизель-поїзда Д1. При цьому було перевірено виконання вимог щодо забезпечення поїзда єдиним найменшим гальмівним натисненням. При перевірці встановлено, що значення єдиного гальмівного натиснення 68 тс на 100 тс ваги состава, яке вимагається для пасажирських поїздів з максимальною швидкістю руху виконується.

Реалізація запропонованих пропозицій підвищить надійність дизель-поїзда ДПКр-3.

Ключові слова: ДОТИЧНА ГАЛЬМІВНА СИЛА; КОНТАКТ «КОЛЕСО-РЕЙКА»; ЗНОШУВАННЯ ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ; ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗД.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП.....</b>	<b>7</b>
<b>1 ЗАГАЛЬНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ЗНОСУ КОЛІСНИХ ПАР ТА АНАЛІЗУ ГАЛЬМІВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХОМОГО СКЛАДУ .</b>	<b>8</b>
<b>1.1 АНАЛІЗ ВІТЧИЗНЯНИХ НАУКОВИХ ПРАЦЬ, ЩО ПРИСВЯЧЕНІ ПИТАННЮ ЗНОСУ         КОЛІСНИХ ПАР ТА ГАЛЬМІВНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМ РУХОМОМОГО         СКЛАДУ.....</b>	<b>8</b>
<b>1.2 АНАЛІЗ ПРАЦЬ ЗАКОРДОННИХ УЧЕНИХ, ЩО ПРИСВЯЧЕНІ ПИТАННЮ ЗНОСУ         КОЛІСНИХ ПАР. ....</b>	<b>10</b>
<b>2 ПОРІВНЯННЯ ГАЛЬМІВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКР-3 ТА ІНШИХ ТИПІВ ВІДТЧИЗНЯНОГО МОТОРВАГОННОГО РУХОМОГО СКЛАДУ .....</b>	<b>17</b>
<b>2.1 РЕЗУЛЬТАТИ ГАЛЬМІВНИХ ВИПРОБУВАНЬ ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКР-3.....</b>	<b>17</b>
<b>2.2 ВСТАНОВЛЕННЯ ДОТИЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИЛИ КОЛЕСА РОЗРАХУНКОВИМ         МЕТОДОМ.....</b>	<b>24</b>
<b>2.3 ВСТАНОВЛЕННЯ ДОТИЧНОЇ СИЛИ ГАЛЬМІВНОЇ СИЛИ КОЛЕСА         ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РОЗРАХУНКОВИМ МЕТОДОМ .....</b>	<b>27</b>
<b>3 ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИН ЗНОШУВАННЯ КОЛІСНИХ ПАР ДИЗЕЛЬ- ПОЇЗДА ДПКР-3 ТА РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ЙОГО ЗМЕНШЕННЯ ...</b>	<b>38</b>
<b>3.1 ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИН ПРИСКОРЕНОГО ЗНОШЕННЯ. ....</b>	<b>38</b>
<b>3.2 ПРОПОЗИЦІЇ ЩОДО ЗМІНИ ЗАЛЕЖНОСТІ ГАЛЬМІВНОЇ СИЛИ ВІД ШВИДКОСТІ         РУХУ. ....</b>	<b>39</b>
<b>3.3 ПЕРЕВІРКА НАДАНИХ ПРОПОЗИЦІЙ НА ВИКОНАННЯ ВИМОГ ЩОДО         ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОЇЗДА ГАЛЬМАМИ.....</b>	<b>40</b>
<b>ВИСНОВКИ .....</b>	<b>45</b>
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....</b>	<b>46</b>

## ВСТУП

Проблема зношування поверхні кочення залізничних коліс є відомою проблемою від вирішення якої напряду залежить безпека руху. Крім того, нерівномірне зношення або виникнення поверхневих чи підповерхневих дефектів призводить до необхідності частішого обточування колісних пар, зняття значних шарів металу, що призводить до значних економічних втрат.

Дизель-поїзд ДПКр-3, який без виключення являє собою іноваційний для українських залізниць тип МВРС, як виявилось має одну проблему. У нього виникають підповерхневі дефекти у районі поверхні кочення коліс пар, які виявляються при обточуванні. Виробник колісних пар гарантує їх якість, надав усі необхідні сертифікати, крім того, такі колеса експлуатуються на багатьох типах рухомого складу і вказане явище там не спостерігається.

У процесі аналізу було висунуто припущення, що це може бути пов'язано з експлуатаційними характеристиками, а саме з величиною гальмівної сили, яка виникає у точці дотику колеса з рейкою.

Метою дослідження є підвищення надійності дизель-поїзда ДПКр-3 у експлуатації.

Об'єктом дослідження є колеса колісних пар дизель-поїзда ДПКр-3.

Предметом дослідження є величина дотичної гальмівної сили, яка виникає між колесом дизель-поїзда ДПКр-3 і рейкою у процесі гальмування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- проаналізувати наукові праці, які присвячені питанню зношування поверхонь кочення залізничних коліс і впливу на вказане зношування режимів гальмування;
- порівняти значення дотичної гальмівної сили, яка виникає між колесом і рейкою у дизель-поїзді ДПКр-3 і інших типах рухомого складу.
- запропонувати шляхи вирішення проблеми підвищеного зносу і перевірити можливість їх реалізації.

# 1 ЗАГАЛЬНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ЗНОСУ КОЛІСНИХ ПАР ТА АНАЛІЗУ ГАЛЬМІВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХОМОГО СКЛАДУ

## 1.1 Аналіз вітчизняних наукових праць, що присвячені питанню зносу колісних пар та гальмівним характеристикам рухомого складу.

Аналіз наукових праць вчених УДУНТ виконано з використанням електронного репозитарію наукової бібліотеки УДУНТ [1]. Аналіз праць закордонних учених виконано з використанням бази наукометричних рецензованих видань SCOPUS [2]

Питання зносу колісних пар знайшло відображення у працях таких вчених як Ракша С. В., Анофрієв П. Г., Куроп'ятник О. С.

Методикам і технічним засобам стендових випробувань колісних пар присвячені праці [3, 4, 7] У праці [3] розглядається питання контактних випробувань поверхонь кочення залізничних коліс Авторами пропонується стенд, за допомогою якого можна визначати характеристики поверхні кочення колеса, що пов'язані з його контактною міцністю. Праця [4] присвячена розгляду особливостей проведення різних типів випробувань колісних пар на стендах. Наведені основні технічні параметри стендів і обгрунтована схема навантажень. Праця [7] в основному присвячена теоретичним положенням оцінки результатів випробувань на стенді. Авторами проведено аналітичний розрахунок контактних напружень на поверхні кочення.

Питання діагностування стану коверхні кочення коліс розглядається у праці [5]. Основну увагу автор приділяє впливу колісних пар з дефектами на рейки. Розглянуто види пошкоджень колісних пар і рейок та методи їх виявлення. Запропоновано технічні рішення. У праці [6] досліджується характерний дефект поверхні кочення колеса, виникнення якого пов'язано з неправильним гальмуванням – повзун. Розглянуто причини його виникнення і дії, які необхідно прийняти при виявленні повзуна.

Причинам виникнення дефектів на поверхні кочення залізничних коліс присвячена робота [8]. Автор розглядає причини виникнення таких дефектів, як

повзун та навар, які безпосередньо пов'язані з особливостями роботи гальмівних систем.

У праці [9] розглядаються теоретичні та практичні основи способу підвищення ресурсу колісних пар шляхом вибору раціонального профілю та способу його відновлення.

Взаємозв'язок між виникненням дефектів поверхонь кочення коліс та несправностями колісних пар вагонів розглядається у праці [10]. Автор наводить перелік дефектів колісних пар вагонів і причини їх виникнення.

Теоретичним і практичним аспектам виявлення дефектів колісних пар акустичним методом присвячена праця [11]. Автор розглядає акустичний метод як один з основних неруйнівних методів виявлення дефектів.

Стаття [12] присвячена новому для вітчизняної науки способу оцінки гальмівних характеристик рухомого складу за кривими гальмування. Криві гальмування, побудова яких є обов'язковою вимогою для рухомого складу ЄС, дозволяють визначити прискорення і, відповідно, гальмівні зусилля, які виникають у точці дотику колеса до рейки.

У праці [13] визначені гальмівні характеристики дизель-поїзда ДПКр-3 за результатами його випробувань.

Праці [14, 15, 16] присвячені металографічним дослідженням залізничних коліс. У праці [14] визначено характеристики стійкості до росту втомних тріщин на зразках, вирізаних з гарячекатаного листа товщиною 10 мм сталі, яка є аналогом сталі залізничних коліс. Випробування на контактну втому кочення проводили на модельних зразках колеса товщиною 8 мм і діаметром 40 мм, що контактує з рейкою довжиною 220 мм, шириною 8 мм і висотою 16 мм. Колеса виготовлялися з вищеописаної сталі після різних режимів обробки. Рейки були вирізані з головки натурної рейки твердістю 46 HRC. Пошкодження оцінювали за співвідношенням площі з зазорами, утвореними ямками та відколами, до загальної площі поверхні бндажа колеса за допомогою спеціального стенду.

У праці [15] на підставі результатів статистичного аналізу експлуатаційних дефектів високоміцних залізничних коліс і даних відповідних лабораторних

досліджень колісних сталей показано, що основну частину цих дефектів складають оспини і плоскі плями, що утворюються на поверхні кочення. Тому необхідно змінити концепцію підбору сталей для високоміцних коліс, щоб враховувати не тільки характеристики міцності і твердості (зносоустійкості), але і характеристики тріщиноустійкості в умовах контактної втоми. Нова концепція повинна ґрунтуватися на підходах структурної механіки втомного руйнування і бути спрямована на виробництво високоміцних колісних сталей зі зниженим вмістом вуглецю і більш високими характеристиками циклічного опору тріщиноустійкості в умовах I і II режиму руйнування.

Праця [16] присвячена дослідженню впливу високих температур (до 800°C) на механічні характеристики середньо- та високоміцних колісних сталей. Показано, що чим нижча температура аустенізації та різкіше підвищення пластичності, яке зумовлене розчиненням карбідів ванадію та карбонітридів у високоміцній сталі, тим сприятливіші умови утворення дефектів плоского типу на поверхні кочення високоміцних коліс (типу КП-Т) порівняно з такими для коліс середньої міцності (типу КП-2).

## **1.2 Аналіз праць закордонних учених, що присвячені питанню зносу колісних пар.**

Аналіз праць закордонних учених виконано з використанням бази наукометричних рецензованих видань SCOPUS [2].

Праці [17, 18] присвячені оптимізації профілю колеса з метою зменшення зносу коліс. У праці [17] відзначено, що вибір профілю колеса є надзвичайно актуальним завданням, оскільки він може вплинути на динамічні характеристики та знос коліс, які необхідно визначати на основі фактичного профілю. Більшість існуючих досліджень, однак, спрямовані на покращення динамічних характеристик або зменшення контактних зусиль/зносу/втоми від контакту при коченні (RCF) на кривих з ідеальними радіусами, приділяючи мало уваги параметрам компонування колії, включаючи параметри кривих, підвищення зовнішньої рейки, ширину колії та ухил. Навпаки, із розширенням

урбанізації, а також з певними унікальними географічними чи економічними причинами, все більше і більше залізничних транспортних засобів курсують на фіксованих маршрутах. Для цих транспортних засобів традиційний метод проектування профілю коліс може бути не оптимальним вибором. З цієї точки зору у статті представлено новий метод проектування профілю коліс для рухомого складу, який в основному працює на сталих дільницях. Розглянуто приклад вагона Sgnss, що курсує німецькою залізничною лінією Бланкенбург-Рубеланд. Крім того, щодо впливу характеристик підвіски транспортного засобу на знос коліс, більшість досліджень вивчали поперечну жорсткість, поздовжню жорсткість і характеристики демпфера повороту підвіски, оскільки ці параметри мають очевидний вплив на знос коліс. Однак на даний момент мало досліджень щодо зв'язку між характеристиками вертикального підвішування та зносом коліс. Тому це також досліджується в цій статті, і надається пропозиція щодо розташування вертикальної жорсткості первинної пружини у візку Y25.

У статті [18] відзначається, що існуючі багатоцільові методи оптимізації профілю колеса в основному складаються з трьох підмодулів: (1) створення профілю колеса, (2) моделювання динаміки багатьох тіл і (3) алгоритм оптимізації. Для першого модуля пропонується порівняльно консервативний метод точного налаштування з поворотним масштабуванням (RSFT), який вводить дві змінні конструкції та емпіричну формулу, щоб налаштувати традиційні профілі коліс для покращення їх інженерної застосовності. Для другого модуля, для локомотивів TRAXX, що працюють на лінії Бланкенбург-Рубеланд, оптимізаційна функція, що представляє зв'язок між профілем колеса та коефіцієнтом зносу колісних пар, встановлюється на основі сурогатної моделі Крігінга (KSM). Для третього модуля пропонується метод, що поєднує регресійну здатність KSM з ітераційною обчислювальною потужністю оптимізації набору частинок (PSO), щоб швидко та надійно реалізувати завдання оптимізації профілів коліс. Нарешті, за допомогою методу RSFT-KSM-PSO у статті запропоновано два зносостійкі профілі коліс для

локомотивів. Профіль S1002-S мінімізує загальний показник зносу на 30%, тоді як профіль S1002-M робить розподіл зносу більш рівномірним завдяки належному зниженню показника зносу протектора, а загальний показник зносу зменшується на 21%. Квazістатичні випробування та випробування на стійкість додатково демонструють, що профіль, розроблений методом RSFT-KSM-PSO, є перспективним для практичних інженерних застосувань.

У статті [19] розглядається оригінальне конструкційне рішення для зменшення зносу колісних пар – примусовий поворот візка. Автори відзначають, що під час руху залізничного транспорту по кривій ділянці відбувається знос коліс і рейок. Це пов'язано з кутом атаки колеса на рейки, який виникає через недостатню функцію керування візком. Щоб подолати ці проблеми, ми розробили візок з активним рульовим керуванням, оснащений електромеханічною системою активного рульового керування. Прототип візка з активним рульовим управлінням був виготовлений і встановлений на випробувальному поїзді, який їздив на ділянках з великою кількістю кривих ділянок. Випробування ефективності рульового управління для тестового поїзда проводилися на комерційній лінії як тестовій лінії. У результаті випробування ефективність оцінки радіуса кривизни візка з активним рульовим керуванням показала дуже хороші показники, лише з похибкою 2,4% порівняно з проектним значенням колії. Ефективність реалізації кута повороту пасивного візка, що рухається по криволінійній ділянці, дуже погана, але активного кермового візка дуже добра. А бічна сила колеса, яка безпосередньо пов'язана зі зносом колеса під час бігу по криволінійній ділянці, продемонструвала максимальне зниження бічної сили на 88,1%. Таким чином, враховуючи результати випробувань візка з активним рульовим керуванням у тестовій лінії, продуктивність кермового керування візка з активним рульовим управлінням, розробленого для зменшення зносу коліс і рейок, оцінюється як дуже добра. І знос колеса, вимірний після тестового запуску, становив 0,54 мм знос гребеня в пасивному візку, але зносу гребеня не було в активному візку.

Праці [20 ,21] присвячені розгляду впливу на зношування колісних пар

низького коефіцієнта зчеплення між колесом і рейкою. У праці [20] автори визначають, що зчеплення та пошкодження у системі колесо-рейка відіграють важливу роль у безпеці залізничних перевезень. Щоб перевірити низьке зчеплення у контакті колеса та рейки під час входу поїзда в тунелі в альпійських регіонах, викликаного періодичним потоком вологого та теплого повітря, авторами у лабораторії було проведено трибологічне тестування з використанням контакту кочення та ковзання, щоб дослідити вплив потоку вологого та теплого повітря на різні температури навколишнього середовища (від  $-55$  до  $60$  °C) і потік повітря з різною вологістю (відносна вологість від 5 до 99%) на миттєве низьке зчеплення пошкодження колеса та рейки. Результати показують, що на явище миттєвого низького зчеплення та численні пошкодження впливають вологість потоку повітря та температура навколишнього середовища. У діапазоні температур від  $-55$  до  $-20$  °C межа контакту колесо-рейка матиме низький рівень зчеплення, якщо вона зазнає впливу вологого та теплого потоку повітря. У результаті крива коефіцієнта зчеплення має «гребінчасту» особливість. У цьому температурному діапазоні поверхня зносу стає більш шорсткою під дією високого потоку вологи, а основним механізмом пошкодження є втомне зношування. Зокрема, волога в потоці повітря конденсується у воду або навіть конденсується безпосередньо в плівку інею та льоду на колесі, коли вологий і теплий потік повітря стикається з холодною поверхнею колеса. Водночас реакція трибологічного окислення активніша за умов вологого потоку повітря  $40$ – $60$  °C. Середовище з високою вологістю сприяє утворенню водяної пасти під час тертя, тобто суміші окисленого пилу та молекул води, яка діє як шари, що зменшують тертя, що також зменшує коефіцієнт тертя. Ці результати допоможуть глибше зрозуміти, що коефіцієнт зчеплення колесо-рейка різко падає миттєво, коли поверхня колеса-рейка стикається з потоком вологого та теплого повітря в тунелі. Таким чином, відділ експлуатації залізниці повинен бути дуже усвідомленим щодо проблеми низького зчеплення та вживати ефективних заходів для покращення зчеплення між колесом і рейкою, щоб уникнути виникнення подібної проблеми.

Щоб перевірити вплив швидкості кочення на контактну втому кочення (RCF) колісної сталі, авторами [21] були проведені випробування кочення/ковзання в сухому та мокрому стані при різних швидкостях кочення. Проаналізовано явище зношування, коефіцієнт тертя, морфологію тріщин та розподіл тріщин за розмірами дослідних колісних дисків. Згодом було проведено аналіз кінцевих елементів (FE) для оцінки зростання тріщини RCF відповідно до критерію  $\max \Delta K_{eq}$ . Шляхом об'єднання результатів як експериментального, так і FE аналізу було постульовано потенційний вплив швидкості проковзування на виникнення та зростання тріщин RCF. Було виявлено, що зародження тріщин регулюється криповим механізмом у сухих умовах. Із збільшенням швидкості проковзування розмір ініційованої тріщини спочатку збільшується, а потім зменшується, ймовірно, через одночасне підвищення коефіцієнта тертя та межі текучості. Крім того, прогнозовані шляхи зростання тріщини з використанням моделі FE з урахуванням і без урахування захопленої рідини узгоджуються з результатами випробувань при нижчих і вищих швидкостях проковзування відповідно. Рушійна сила зростання тріщини в глибину та напрямок розгалуження зменшується зі збільшенням швидкості проковзування, ймовірно, завдяки зниженню гідростатичного тиску в порожнині тріщини, викликаного збільшенням об'єму повітря. Це в кінцевому підсумку призводить до меншого розміру тріщини та зменшення втрат на знос у вологих умовах.

Вплив очищення поверхні кочення спеціальними абразивними блоками на появу та розвиток тріщин розглядається у праці [22]. Автори відзначають, що поперечний знос коліс, нерівномірний знос по колу (некруглість) і втомний знос в контакті кочення (RCF) є неминучими проблемами в залізничній галузі. Одним з ефективних заходів протидії для вирішення цих проблем є застосування абразивного блоку (очищувача бандажа), який виконує функцію очищення та шліфування бандажа коліс. У [22], щоб дослідити вплив абразивних блоків на знос коліс і RCF, було розроблено п'ять режимів роботи абразивного блоку для міського експрес-поїзда, що працює на міській експрес-

лінії в Китаї. Проведено моніторинг профілів коліс, некруглості коліс та профілів абразивних блоків міського експреса. Результати показують, що режими низького тиску та періодичні режими абразивного блоку можуть пригнічувати багатокутний знос колеса, усунути порожнистий знос із прийнятним зносом бандажа, підтримувати еквівалентну конусність на хорошому рівні, зменшити знос самого абразивного блоку та видалити втомні тріщини.

Для вивчення процесу гальмування поїзда за різних умов зчеплення у [23] за об'єкт дослідження взято гальмівну систему окремого рейкового транспортного засобу. Автор створює відповідну платформу спільного моделювання на основі MATLAB/Simulink та AMESim, включаючи підмоделі керування гальмуванням, поздовжньої динаміки гальм транспортного засобу та блоку пневматичних гальм. Враховуючи ефект очищення, викликаний великим ковзанням, автор будує відповідну модель зчеплення для різних умов зчеплення на основі вдосконаленої моделі Полаха, яка є вхідними даними підмоделі поздовжньої динаміки гальмування вагона.

На основі спеціального пристрою побудований алгоритм протиковзання поїзда як ядро підмоделі керування гальмами, яка може судити про стан руху колісної пари та контролювати відпуск та гальмування. тиск. Відповідно до міжнародного стандарту EN15595 та фактичних робочих параметрів певного типу поїзда, на платформі моделюється процес гальмування поїзда в сухих і вологих умовах. Перевірено валідність моделі, яка забезпечує надійний метод для майбутніх досліджень процесу гальмування.

Актуальним залишається питання ефективності та доцільності застосування тих чи інших гальмівних систем на рухомому складі, а особливо на високошвидкісному рухомому складі [24]. У статті [25] зазначено, що сучасний рухомий склад повинен оснащуватися декількома типами гальм, які доповнюють базове пневматичне гальмо. Сучасний рухомий склад повинен бути оснащений бортовими системами контролю та діагностики гальм. Він дозволяє змінювати вхідні параметри: відсоток ваги гальма, режими

гальмування, довжину поїзда і профіль колії. Бортовий блок реєструє уповільнення поїзда і визначає оптимальне значення швидкості [26]. Також багато уваги в міжнародних наукових виданнях приділено протизонним захисним системам [27, 28]. У статті [29] зазначається, що норми розрахунку гальмівного шляху, встановлені EN 14531, не завжди можуть давати досить точні результати і вимагати перегляду. Такий висновок був отриманий при тестуванні пасажирського електропоїзда EMU V250 з максимальною робочою швидкістю 250 км/год, призначеного для швидкісних ліній Бельгії та Нідерландів. Враховуючи значення коефіцієнтів тертя фрикційних гальмівних накладок, які залежать від швидкості та сили натискання, стало можливим отримати достовірні результати значень гальмівного шляху, що збігаються з експериментальними даними.

У статті [30] також відзначається необхідність перегляду деяких нормативних документів для оцінки працездатності гальмівної системи рухомого складу. Зазначено відмінності між вимогами нормативних документів Західної Європи та країн колишнього Радянського Союзу. Гальма вагонів, виготовлених в Західній Європі, розраховуються відповідно до вимог TSI, де вихідним параметром є гальмівна маса, а для гусеничних вагонів 1520 мм - сила штовхання гальмівних колодок в перерахунку на чавунні колодки. Особливо гостро ця проблема стоїть у країнах, які експлуатують вагони, побудовані за різними стандартами, наприклад, у Литві.

Таким чином, аналіз праць вітчизняних та закордонних учених показав, що хоча окремо питанню зношення повехні кочення коліст та питанню гальмівних характеристик присвячена достатня кількість праць, взаємозв'язок між ними розглядається недостатньо.

## 2 ПОРІВНЯННЯ ГАЛЬМІВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКР-3 ТА ІНШИХ ТИПІВ ВІДТЧИЗНЯНОГО МОТОРВАГОННОГО РХУОМОГО СКЛАДУ

### 2.1 Результати гальмівних випробувань дизель-поїзда ДПКр-3.

Через 4 роки успішної експлуатації АТ «Укрзалізниця» тривагонного дизель-поїзда ДПКр-2 виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» на замовлення АТ «Укрзалізниця» для регіональних пасажирських перевезень було побудовано трьохвагонний дизель-поїзд ДПКр-3, який має певні відмінності від свого попередника. Під час приймально-здавальних випробувань проводились також гальмівні випробування, результати яких викладені у [13]. Розглянемо отримані авторами у [13]. результати.

До складу дизель-поїзда входять два основних моторних вагони і один проміжний. Схема поїзда показана на рис. 2.1.

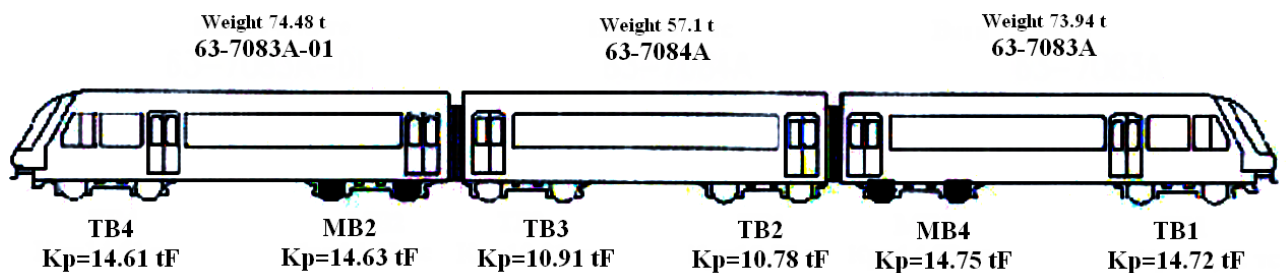


Рисунок 2.1 - Схема дизель-поїзда ДПКр-3 при проведенні стаціонарних гальмівних випробувань.

На рис. 2.1 показані номери вагонів і їх маса в навантаженому стані, позначення вагонів і сумарний розрахунковий тиск гальмівних накладок на колеса візка.

Дизель-поїзд оснащений системою регулювання тиску в гальмівних циліндрах в залежності від навантаження (населеності) кожного окремого візка. Це дає можливість реалізувати однакову питому гальмівну силу кожного візка вагона дизель-поїзда, що забезпечує плавне гальмування. Одним з пунктів

технічного завдання (ТЗ) було визначення гальмівного тиску накладок на 100 вага поїзда в перерахунку на чавунні гальмівні колодки. З цією метою за методикою, прийнятою на території колишнього СНД, датчики сили, які встановлювалися в кліщових механізмах замість гальмівних накладок (рис. 2.2), вимірювали величини сил натиску гальмівних накладок на диски. Колісні гальма встановлюються на дизель-поїзд. Зусилля натискання вимірювалися в порожньому і навантаженому станах тричі при роботі пневматичного аварійного, електропневматичного і стоянкового гальма.



Рисунок 2.2 - Установка датчиків натиснення при визначенні сили натискання на накладку.

Значень, які б вічутно відрізнялись від інших значень при визначенні сили натискання пластин на диски не було і враховувалися середні значення трьох вимірювань. У таблиці 2.1 наведені середні значення фактичних натискань гальмівних колодок на диски в порожньому і навантаженому станах при різних режимах гальмування.

Знаючи величини фактичного тиску, розрахункові формули для композитних гальмівних колодок були розраховані за відомою формулою.

$$K_p = 1,22 \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20}. \quad (2.1)$$

де  $K$  - величина фактичного натискання гальмівної накладки на гальмівний диск, кН.

Для оцінки ефективності гальмування рухомого складу використовують коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок

$$\delta_p = \frac{\sum K_p}{Q} \cdot \frac{R}{r}. \quad (2.2)$$

де  $\sum K_p$  – сумарне розрахункове натиснення гальмівних накладок вагона, кН,

$Q$  – вага вагона, кН,

$r$  – середній радіус тертя гальмівного диску, 467,5 мм.

$R$  – радіус колеса по колу кочення, 322 мм,

Результати розрахунків розрахункових тисків і коефіцієнтів сили натиснення в перерахунку на складові і чавунні гальмівні колодки окремих вагонів і гальмівний коефіцієнт дизель-поїзда в цілому наведені в табл. 2.2

Таблиця 2.1. Середні значення фактичних натискань гальмівних колодок на диски в порожньому і навантаженому стані при різних режимах гальмування.

Вид гальмування,	Стан	Натиснення, кгс (63-7083А)			Натиснення, кгс (63-7084А)		
		Візок ТВ1	Візок МВ1	Разом	Візок ТВ2	Візок ТВ3	Разом
Пневматичне	Завантаж.	15203	15244	30447	10468	10610	21078
	Порожній	15318	14280	29598	10223	10225	20448
Електропневматичне	Завантаж.	15763	15483	31246	11509	11598	23107
	Порожній	15078	14662	29740	11175	11266	22441
Стоянкове гальмо	Завантаж.	13104	11987	25091	8085	8139	16224
	Порожній	12980	11983	24963	8046	8149	16195
Вага, кгс	Завантаж.	73940			57100		
	Порожній	69193			52126		
Вид гальмування	Стан	Натиснення, кгс (63-7083А-01)			Дизель-поїзд		
		Візок МВ2	Візок ТВ4	Разом			
Пневматичне	Завантаж.	15088	15069	30157	81682		
	Порожній	14317	14389	28706	78752		
Електропневматичне	Завантаж.	15337	15625	30962	85315		
	Порожній	14443	15056	29499	81680		
Стоянкове гальмо	Завантаж.	12200	13220	25420	66735		
	Порожній	12191	13053	25244	66402		
Вага, кгс	Завантаж.	74480			205520		
	Порожній	69706			191025		

Таблиця 2.2 - Результати розрахунків розрахункових натиснень і коефіцієнтів сили натиснення в перерахунку на композиційні і чавунні гальмівні колодки окремих вагонів і гальма коефіцієнт дизель-поїзда.

Вагон	Вага, кН	Композиційні		Чавунні	
		$\sum K_p$ , кН	$\delta_p$	$\sum K_p$ , кН	$\delta_p$
63-7083А	725,35	289,06	0,27	342,92	0,33
63-7084А	560,15	212,81	0,26	270,56	0,33
63-7083А-01	730,65	286,82	0,27	340,86	0,32
Дизель-поїзд	2016,15	788,69	0,269	954,32	0,326

При швидкості 140 км/год згідно з таблицею, наведеною у **[Помилка! Джерело посилання не знайдено.]**, ефективність композитних гальмівних колодок (колодок) збільшується в 1,22 рази в порівнянні з чавунними. Тиск композиційних колодок на осі  $342,92/4=85,73$  кН вагона 63-7083А відповідатиме за чавунними колодками тиску 104,59 кН.

При цьому коефіцієнт сили натиснення  $\delta_p$  в перерахунку на чавунні гальмівні колодки складе:

$$\delta_p = \frac{104,59 \cdot 4}{725,35} \cdot \frac{322}{467,5} = 0,397.$$

Згідно з технічним завданням, єдиний мінімальний гальмівний тиск, при чавунних гальмівних колодках, повинен становити не менше 78 тонн на кожні 100 тонн ваги дизельного поїзда.

З урахуванням коефіцієнта корисної дії при швидкості 140 км/год. гальмівний тиск, у перерахунку на чавунні гальмівні колодки, на кожні 100 тонн маси дизель-поїзда становить 39,7 тонни. Тому вказана умовах стосовно мінімального гальмівного натиснення не виконується.

Згідно з прийнятими в Україні стандартами для несамохідного рухомого складу мінімально допустиме значення коефіцієнта тиску гальмівних колодок (композитних) або накладок дискових гальм пасажирських вагонів при максимальних швидкостях до 160 км/год і пневматичних гальмах становить 0,3. Для швидкості до 140 км/год значення відсутнє.

Згідно з прийнятими в Україні стандартами мінімально допустиме значення стиснення композитних гальмівних колодок для вагонів масою 64-75 т (дизельні вагони) і швидкістю 140 км/год становить 0,25, що менше розрахункового і задовольняє умові. Для вагонів масою 53-64 тонни (причіпний вагон дизель-поїзда) мінімально допустиме значення становить 0,27, що є більше розрахункового і не задовольняє умові. Ці правила не поширюються на дизель-поїзди, а вимоги існуючих правил гальмування [32, 33, 34] не можуть бути застосовані до дизель-поїздів ДПКр-3, обладнаних колісно-дисковими гальмами KNORR-BREMSE.

Задачу визначення єдиного мінімального гальмівного тиску в перерахунку на чавунні гальмівні колодки, на кожні 100 т маси дизель-поїзда, автоти у [13] вирішили вирішити з протилежного, застосовуючи при екстремому гальмуванні номограму гальмівного шляху пасажирського поїзда чавунними гальмівними колодками.

Під час ходових випробувань пневматичного екстремого гальмування в навантаженому стані на прямій ділянці зі значенням  $\pm 2$  % при швидкості початку гальмування 140 км/год середнє значення гальмівного шляху склало:

завантажений режим: при гальмуванні електропневматичним гальмом – 742 м; пневматичним – 864 м;

порожній режим: при гальмуванні електропневматичним гальмом – 752 м, пневматичним – 841 м.

Під час ходових випробувань при пневматичному екстремому гальмуванні у навантаженому стані на прямій ділянці з величиною ухилу  $\pm 2$  проміле (тисячних) середня величина гальмівного шляху за результатами трьох

гальмувань склала: зі швидкості 140 км/год. – 868 м, зі швидкості 120 км/год. – 634 м зі швидкості 100 км/год. – 473 м, зі швидкості 80 км/год. – 290 м.

Якщо спробувати знайти величину гальмівного тиску на 100 т маси поїзда по номограмі (рис. 2.3) з такими значеннями гальмівного шляху, то його значення буде більше 100 тонн на 100 т ваги поїзда (рис. 2.3).

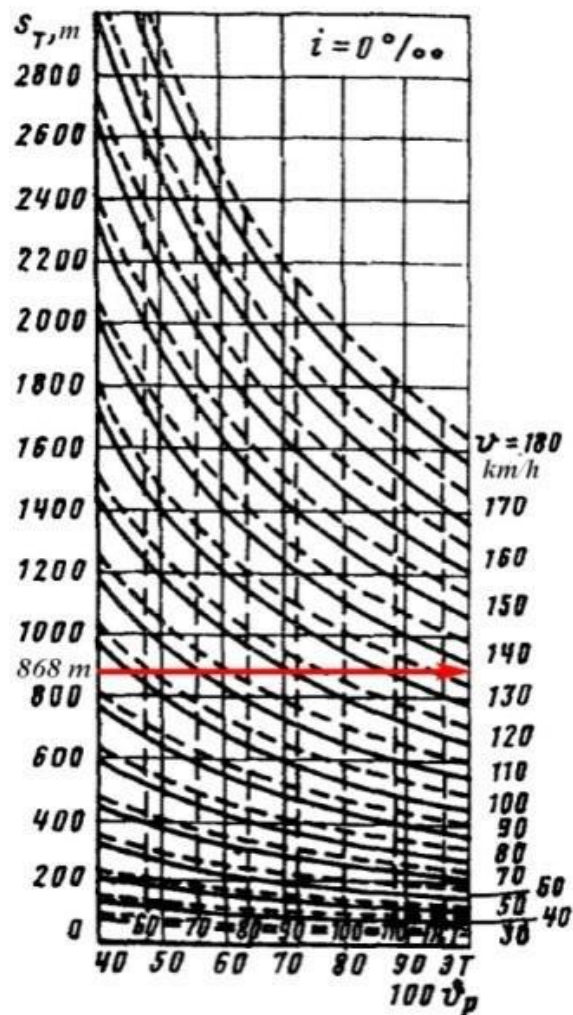


Рисунок 2.3 - Номограма гальмівного шляху пасажирського поїзда з чавунними гальмівними колодками.

Таким чином, для дизель-поїзда ДПКр-3, де застосування гальмівних колодок, а тим більше чавунних, не передбачено конструкцією, необхідно розробити нормативні документи, які б визначали норми гальм для даного виду рухомого складу за результатами розрахунків і випробувань. В іншому випадку дані довідки з гальм форми ВУ-45 не відображають фактичних значень.

## 2.2 Встановлення дотичної гальмівної сили колеса розрахунковим методом

Дотична гальмівна сила одного колеса, кН може бути визначена за формулою

$$B_{\Gamma \text{ кол}} = \frac{B_{\Gamma}}{2 \cdot n}, \quad (2.3)$$

де  $B_{\Gamma}$  - дотична гальмівна сила одиниці рухомого складу, кН;

$n$  - кількість осей.

Дотична гальмівна сила одиниці рухомого складу, кН визначається за формулою:

$$B_{\Gamma} = b_{\Gamma} \cdot P \cdot 10^{-3}, \quad (2.4)$$

де  $b_{\Gamma}$  - питома гальмівна сила, Н/кН;

$P$  – вага рухомого складу, кН.

Питома гальмівна сила визначається за формулою:

$$b_{\Gamma} = 1000 \varphi_{\text{кр}} \mathcal{G}_p, \quad (2.5)$$

де  $\varphi_{\text{кр}}$  - розрахунковий коефіцієнт тертя колодок по колесу;

$\mathcal{G}_p$  - розрахунковий гальмівний коефіцієнт.

Розрахунковий коефіцієнт тертя чавунних колодок по колесу визначається за формулою:

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{v + 100}{5v + 100}. \quad (2.6)$$

Розрахунковий гальмівний коефіцієнт визначається за формулою:

$$g_p = \frac{\sum_{i=1}^n K_{pi}}{P} \quad (2.7)$$

де  $K_{pi}$  - розрахункове натиснення гальмівних колодок на  $i$ -ту вісь, кН.

Провдемо розрахунки для декількох типів рухомого складу, які експлуатуються на залізницях України. Вихідні дані для розрахунків і результати розрахунку гальмівного коефіцієнта за формулою (2.7) зведені до табл. 2.3.

За формулами (2.4) – (2.6) визначимо значення дотичної гальмівної сили для усіх типів рухомого складу, що наведений у табл. 2.3 для діапазону швидкостей від  $v_{конст}$  до 0. Покажемо детальний розрахунок для швидкості 120 км/год моторного вагона дизель-поїзда ДР1.

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{120 + 100}{5 \cdot 120 + 100} = 0,0849,$$

$$b_r = 1000 \cdot 0,0849 \cdot 0,588 = 49,92 \text{ Н/кН},$$

$$B_r = 49,92 \cdot 667 \cdot 10^{-3} = 33,3 \text{ Н},$$

$$B_{r \text{ кол}} = \frac{33,3}{2 \cdot 4} = 4,16 \text{ кН}.$$

Подальші розрахунки зведемо до табл. 2.4.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані та результати визначення розрахункового гальмівного коефіцієнту.

Параметр	Значення для типу рухомого складу							
	ДР1 (м.в.)	ДР1 (п.в.)	Д1 (м.в.)	Д1 (п.в.)	ЕР9 (м.в.)	ЕР9 (п.в.)	М62	ВЛ11
Конструкційна швидкість $v_{\text{конст}}$ , км/год	120	120	120	120	130	130	100	100
Розрахункове натиснення на вісь $K_{pi}$ , кН	98,1	78,48	117,72	88,29	98,1	88,29	98,1	107,91
Кількість осей $n$	4	4	4	4	4	4	6	8
Вага $P$ , кН	667	510	795	549	697	471	1148	1805
Сумарне розрахункове натиснення на осі $\sum_{i=1}^n K_{pi}$ , кН	392,4	313,92	470,88	353,16	392,4	353,16	588,6	863,28
Розрахунковий гальмівний коефіцієнт $\mathcal{G}_p$	0,588	0,616	0,592	0,643	0,563	0,750	0,513	0,478

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку дотичної гальмівної сили одного колеса.

v, км/год	Дотична гальмівна сила одного колеса $B_{Г\text{кол}}$ , кН для рухомого складу							
	ДР1 м.в.	ДР1 п.в.	Д1 м.в.	Д1 п.в.	ЕР9 м.в.	ЕР9 п.в.	М62	ВЛ11
130					4,06	3,66		
120	4,16	3,33	4,99	3,75	4,16	3,75		
110	4,28	3,42	5,13	3,85	4,28	3,85		
100	4,41	3,53	5,30	3,97	4,41	3,97	4,41	4,86
90	4,58	3,66	5,49	4,12	4,58	4,12	4,58	5,03
80	4,77	3,81	5,72	4,29	4,77	4,29	4,77	5,24
70	5,00	4,00	6,00	4,50	5,00	4,50	5,00	5,50
60	5,30	4,24	6,36	4,77	5,30	4,77	5,30	5,83
50	5,68	4,54	6,81	5,11	5,68	5,11	5,68	6,24
40	6,18	4,94	7,42	5,56	6,18	5,56	6,18	6,80
30	6,89	5,51	8,26	6,20	6,89	6,20	6,89	7,58
20	7,95	6,36	9,54	7,15	7,95	7,15	7,95	8,74
10	9,71	7,77	11,65	8,74	9,71	8,74	9,71	10,68

### 2.3 Встановлення дотичної сили гальмівної сили колеса експериментально-розрахунковим методом

Оскільки, як було показано вище, для дизель-поїзда ДПКр-3 розрахункова сила натиснення гальмівних колодок на вісь не визначена, для встановлення дотичної гальмівної сили одного колеса використаємо результати ходових випробувань [13].

Зведемо результати вимірювання гальмівного шляху, що отримані при ходових випробуваннях для пневматичного гальмування до табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Результати вимірювання гальмівного шляху дизель-поїзда ДПКр-3 при гальмівних випробуваннях.

Швидкість початку гальмування $v_{\text{поч}}$ , км/год	140	120	100	80
Гальмівний шлях $s_r$ , м	868	634	473	290

За результатами випробувань побудуємо залежність  $s_r = f(v_{\text{поч}})$  методом інтерполяції даних. Суть методу інтерполяції полягає у наступному:

Інтерполяція – це отримання рівняння таблично заданої функції. При цьому намагаються, щоб значення в точках, у яких функція задана у вигляді таблиці, максимально наближались зі значеннями функції, що задана у вигляді рівнянн.

Зв'язки між змінними можуть бути лінійними і нелінійними. Лінійними вважаються зв'язки, коли з ростом величини аргументу значення функції змінюються рівномірно, утворюючи на графіку пряму лінію.

Зв'язок між даними може бути описаний наступними залежностями:

- лінійною:

$$y = a + b \cdot t, \quad (2.8)$$

де  $a$  і  $b$  - коефіцієнти регресії.

-поліноміальна різних степенів (наприклад – квадратна):

$$y = a + b \cdot t + c \cdot t^2. \quad (2.9)$$

показникова:

$$y = a + b^t, \quad (2.10)$$

гіпербола:

$$y = a + b/t, \quad (2.11)$$

статична функція:

$$y = a + t^b, \quad (2.12)$$

експонента:

$$y = a + e^{b \cdot t}, \quad (2.13)$$

логарифмічна функція:

$$y = a + b \cdot \lg t. \quad (2.14)$$

Числові значення параметрів  $a$ ,  $b$ ,  $c \dots$  визначаються за методом найменших квадратів при якому виконуться умова:

$$S = \sum_{i=1}^n [y_i - f(i)]^2 \rightarrow \min. \quad (2.15)$$

Параметри  $a$ ,  $b$ ,  $c \dots$  визначаються шляхом підстановки рівняння (наприклад - лінійної регресії (2.8)) у вираз (2.15):

$$S = \sum_{i=1}^n [y_i - (a + b \cdot t)]^2. \quad (2.16)$$

Мінімізувати значення  $S$  можна шляхом прирівняння часткових похідних по  $a$  і  $b$  до нуля. Після спрощення отримуємо систему нормальних рівнянь.

$$\begin{cases} a \cdot n + b \sum_{i=1}^n t_i = \sum_{i=1}^n y_i; \\ a \sum_{i=1}^n t_i + b \sum_{i=1}^n (t_i)^2 = \sum_{i=1}^n (y_i t_i), \end{cases} \quad (2.17)$$

Рішення системи рівнянь (2.17) дозволяє визначити коефіцієнти  $a$  і  $b$  з рівняння (2.8) що задовольняють умові (2.15).

Тіснота зв'язку між змінними може бути оцінена показником змішаної кореляції  $R^2$ , значення якого визначається за формулою:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{\left(\sum_{i=1}^n y_i\right)^2}{n}}, \quad (2.18)$$

де  $y_i$  - фактичне значення показника;  $\bar{y}_i$  - теоретичне значення показника (на лінії тренду);  $n$  - кількість значень.

Даний показник може приймати значення від 0 до 1. Рівняння функції тим більш відповідає дійсності, чим ближче значення  $R^2$  до 1, тобто з моделей найбільш достовірною буде модель, для якої значення показника змішаної кореляції  $R^2$  буде найбільшим.

Побудуємо графік функції  $s_r = f(v_{\text{поч}})$  з використанням вищенаведених положень. Графік наведений на рис. 2.4. При побудові графіка функції використано програму Microsoft Excel, яка входить до програмного пакету Microsoft Office. При побудові графіка до значень, що наведені у табл. 2.4 додані координати 0;0 оскільки очевидно, що при  $v_{\text{поч}} = 0$   $s_r = 0$ .

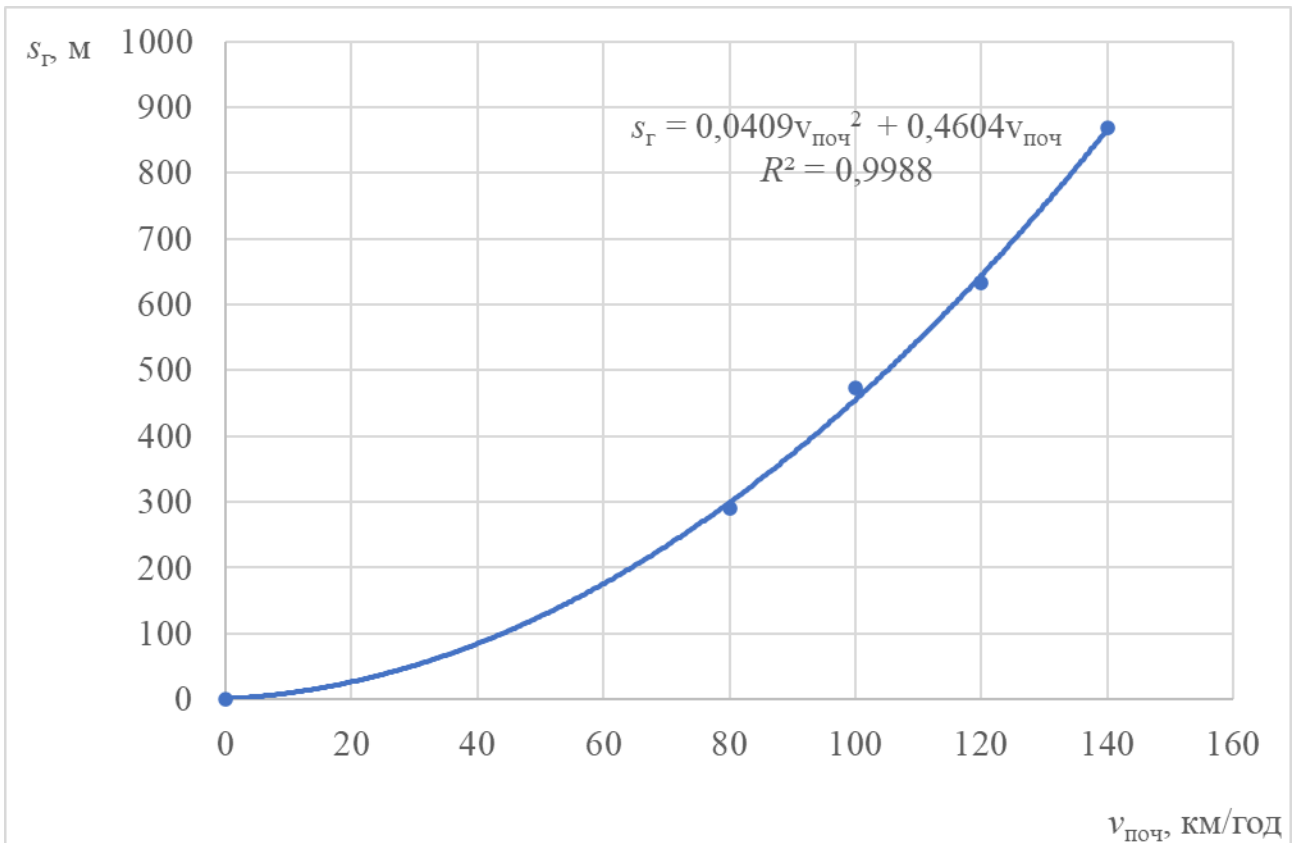


Рисунок 2.4 – Залежність  $s_r = f(v_{\text{поч}})$  для дизель-поїзда ДПКр-3.

Тобто залежність  $s_r = f(v_{\text{поч}})$  має вигляд

$$s_r = 0,0409 \cdot v_{\text{поч}}^2 + 0,4604 \cdot v_{\text{поч}}. \quad (2.19)$$

Для визначення питомої гальмівної сили  $b_r$  використаємо положення методу розрахунку гальмівного шляху за інтервалами швидкості.

Як відомо, дійсний гальмівний шлях у  $i$ -ому інтервалі швидкості при розрахунку за цим методом, може бути визначений за формулою

$$s_{\text{ди}} = \frac{500(v_{\text{поч}i}^2 - v_{\text{кін}i}^2)}{\zeta c}, \quad (2.20)$$

де  $v_{\text{п}i}$  - початкова швидкість у  $i$ -ому інтервалі гальмування, км/год;

$v_{\text{к}i}$  - кінцева швидкість у  $i$ -ому інтервалі гальмування, км/год;

$\zeta$  - прискорення поїзда від дії одиничної питомої сили, км/год<sup>2</sup>;

$c$  - повна питома сповільнююча сила, Н/кН.

Значення  $\zeta$  приймається у залежності від типу рухомого складу і для дизель-поїздів становить  $\zeta = 116$  км/год<sup>2</sup>.

З виразу (2.20) можна виразити величину  $c$ , прийнявши

$$s_{\Gamma} = s_{\text{д}}^{v_{\text{поч}}} - s_{\text{д}}^{v_{\text{поч-1}}} \quad (2.21)$$

$$c = \frac{500(v_{\text{поч}}^2 - v_{\text{кін}}^2)}{\zeta s_{\Gamma}}. \quad (2.22)$$

Величина  $s_{\text{д}}$  у формулі (2.21) може бути визначена як різниця між величинами гальмівного шляху для швидкостей  $v_{\text{поч}}$  та  $v_{\text{кін}} = v_{\text{поч-1}}$  з графіка, що наведений на рис.2.1, або за формулою (2.19).

Величина питомої гальмівної сили для площадки визначиться з виразу

$$b_{\Gamma} = c - w_x. \quad (2.23)$$

Основний питомий опір руху дизель-поїзда при холостому ході моторного вагона визначається за рекомендаціями [31, 35]:

$$w_x = w'_0 + w_3, \quad (2.24)$$

де  $w'_0$  - основний питомий опір руху дизель-поїздів в режимі тяги, Н/кН;

$w_3$  - питомий опір руху від тертя у силовій трансмісії.

$$w'_0 = 1,1 + 0,01v + \left( 0,000167 + \frac{0,000461}{m_{\text{дп}}} \right) v^2, \quad (2.25)$$

де  $m_{\text{дп}}$  - загальна кількість вагонів у дизель-поїзді.

$$w_3 = (0,47 + 0,014 \cdot v) \frac{m_{\text{м}}}{m_{\text{дп}}}, \quad (2.26)$$

де  $m_{\text{м}}$  - кількість моторних вагонів у дизель-поїзді.

Для дизель-поїзда ДПКр-3  $m_{\text{дп}} = 3; m_{\text{м}} = 2$ .

Після визначення питомої сили за формулою (2.23) визначається дотична гальмівна сила одиниці рухомого складу за формулою (2.4) та дотична гальмівна сила одного колеса за формулою (2.3).

Наведемо результати розрахунку для інтервалу швидкості 140...130 км/год.

Гальмівний шлях для  $v_{\text{поч}} = 140$  км/год, за формулою (2.19)

$$s^{140}_{\text{г}} = 0,0409 \cdot 140^2 + 0,4604 \cdot 140 = 866 \text{ м.}$$

Гальмівний шлях для  $v_{\text{поч}} = 130$  км/год, за формулою (2.19)

$$s^{130}_{\text{г}} = 0,0409 \cdot 130^2 + 0,4604 \cdot 130 = 751 \text{ м.}$$

Гальмівний шлях у інтервалі  $v_{\text{поч}} \dots v_{\text{кін}}$  за формулою (2.21)

$$s_{\text{г}} = 866 - 751 = 115 \text{ м.}$$

Величина питомої сповільнюючої сили за формулою (2.22)

$$c = \frac{500(140^2 - 130^2)}{116 \cdot 115} = 101,2 \text{ Н/кН.}$$

Визначимо основний питомий опір руху дизель-поїзда при холостому ході за формулою (2.25) з використанням формул (2.26) та (2.27) прийнявши

$$v = \frac{v_{\text{поч}} + v_{\text{кін}}}{2}. \quad (2.27)$$

$$v = \frac{140 + 130}{2} = 135 \text{ км/год.}$$

$$w'_0 = 1,1 + 0,01 \cdot 135 + \left( 0,000167 + \frac{0,000461}{3} \right) \cdot 135^2 = 8,29 \text{ Н/кН.}$$

$$w_3 = (0,47 + 0,014 \cdot 135) \frac{2}{3} = 1,57 \text{ Н/кН.}$$

$$w_x = 8,29 + 1,57 = 9,88 \text{ Н/кН.}$$

Величина питомої гальмівної сили за формулою (2.23)

$$b_r = 101,2 - 9,88 = 91,3 \text{ кН.}$$

З рис. 2.1 визначимо вагу дизель-поїзда ДПКр-3. Вона буде становити:

$$P = (74,48 + 57,1 + 73,94) \cdot 9,81 = 2016 \text{ кН.}$$

Тоді

$$B_r = 93,07 \cdot 2016 \cdot 10^{-3} = 187,6 \text{ кН.}$$

З рис. 2.1 кількість осей  $n=12$ . Тоді за формулою (2.3)

$$B_{r \text{ кол}} = \frac{187,6}{2 \cdot 12} = 7,82 \text{ кН.}$$

Перевіримо, чи може бути реалізована така гальмівна сила за умовами зчеплення колеса з рейкою.

Як відомо, гальмівна сила не може перевищувати силу зчеплення колеса з рейкою (умова без'юзового гальмування). Для нашого випадку дана умова запишеться як.

$$B_{r \text{ кол}} \leq F_{zч \text{ кол}}, \quad (2.28)$$

де  $F_{zч \text{ кол}}$  - сила зчеплення між колесом і рейкою, кН.

Сила зчеплення між колесом і рейкою визначається за формулою

$$F_{zч \text{ кол}} = P_{\text{кол}} \cdot \psi_{zч}, \quad (2.28)$$

де  $P_{\text{кол}}$  - навантаження на колесо, кН;

$\psi_{zч}$  - розрахунковий коефіцієнт зчеплення.

Навантаження на колесо, кН визначиться як

$$P_{\text{кол}} = \frac{P}{2 \cdot n}, \quad (2.28)$$

Розрахунковий коефіцієнт зчеплення згідно [35]

$$\psi_{зч} = 0,118 + \frac{5}{27,5 + v}. \quad (2.29)$$

Для швидкості  $v = 135$  км/год

$$\psi_{зч} = 0,118 + \frac{5}{27,5 + 135} = 0,149. \quad (2.29)$$

Значення  $P_{\text{кол}}$  визначимо для середнього вагона, який має найменшу масу 57,1 т (див. рис. 2.1)

$$P_{\text{кол}} = \frac{57,1 \cdot 9,81}{2 \cdot 4} = 70,02 \text{ кН.}$$

Тоді за виразом (2.28)

$$F_{\text{зч кол}} = 70,02 \cdot 0,149 = 10,43 \text{ кН.}$$

Як видно з результатів розрахунку, умова без'юзового гальмування (2.28) виконується.

$$7,82 \leq 10,43.$$

Таким чином, результати розрахунків підтверджують, що гальмівна сила у точці дотику колеса дизель-поїзда ДПКр-3 може досягнути значення 7,82 кН за умовами без'юзового гальмування.

Проведемо аналогічні розрахунки для усього діапазону швидкостей дизель-поїзда ДПКр-3 ( $v = 140 \dots 0$ ) км/год. Результати розрахунку зведемо до табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку гальмівної сили у точці контакту колеса з рейкою для дизель-поїзда ДПКр-3 та перевірка умови без'юзового гальмування.

$V_{\text{поч}}^{\prime}$ , км/год	$V_{\text{кін}}^{\prime}$ , км/год	$S_{\text{д}}^{V_{\text{поч}}}$ , М	$V_{\text{сер}}^{\prime}$ , км/год	$S_{\text{г}}, \text{М}$	$c, \text{Н/кН}$	$W_3$ , Н/кН	$W_0^{\prime}$ , Н/кН	$W_x$ , Н/кН	$b_{\text{г}},$ Н/кН	$B_{\text{г кол}}, \text{Н}$	$\psi_{\text{зг}}$	$F_{\text{зг кол}}^{\prime}$ , Н
140	130	866	135	115	101,17	1,573	8,294	9,867	91,30	7,67	0,149	10,42
130	120	751	125	107	100,85	1,480	7,360	8,840	92,01	7,73	0,151	10,56
120	110	644	115	99	100,47	1,387	6,491	7,877	92,59	7,78	0,153	10,72
110	100	546	105	90	100,03	1,293	5,685	6,979	93,05	7,82	0,156	10,90
100	90	455	95	82	99,49	1,200	4,944	6,144	93,35	7,84	0,159	11,12
90	80	373	85	74	98,84	1,107	4,267	5,373	93,47	7,85	0,162	11,37
80	70	299	75	66	98,03	1,013	3,654	4,667	93,36	7,84	0,167	11,68
70	60	233	65	58	96,99	0,920	3,105	4,025	92,96	7,81	0,172	12,05
60	50	175	55	50	95,60	0,827	2,620	3,447	92,16	7,74	0,179	12,51
50	40	125	45	41	93,67	0,733	2,199	2,933	90,74	7,62	0,187	13,09
40	30	84	35	33	90,79	0,640	1,843	2,483	88,30	7,42	0,198	13,86
30	20	51	25	25	86,02	0,547	1,550	2,097	83,92	7,05	0,213	14,93
20	10	26	10	26	50,58	0,407	1,232	1,639	48,94	4,11	0,251	17,60

## 3 ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИН ЗНОШУВАННЯ КОЛІСНИХ ПАР ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКР-3 ТА РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ЙОГО ЗМЕНШЕННЯ

### 3.1 Визначення причин прискореного зношення.

З метою визначення причин посиленого зношення колісних пар побудуємо залежності  $B_{Г\text{кол}} = f(v)$  для дизель-поїзда ДПКр-3 та для рухомого складу, що наведений у табл. 2.4. (рис. 3.1).

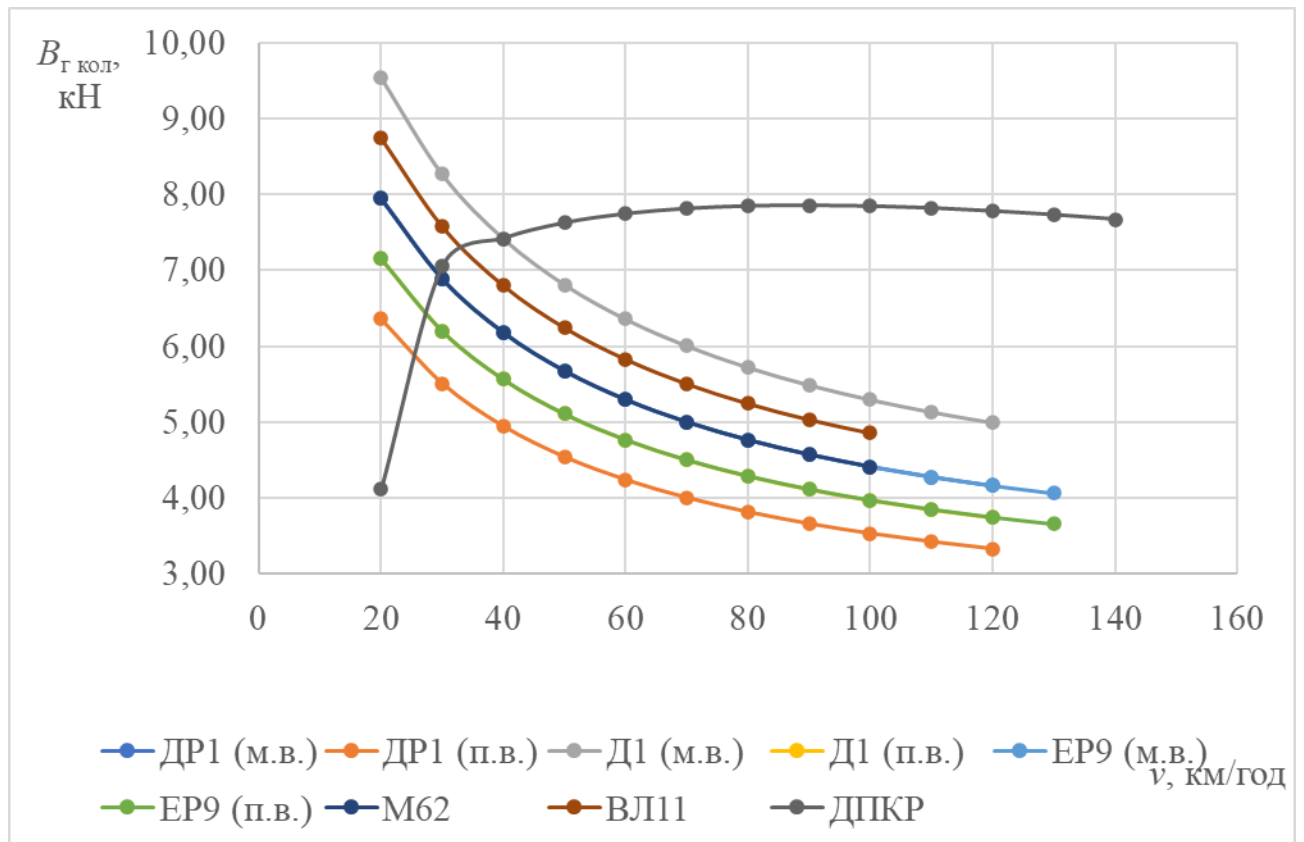


Рисунок 3.1 – Залежність  $B_{Г\text{кол}} = f(v)$  для різних типів рухомого складу.

Як видно з рис. 3.1, характерною особливістю дизель-поїзда ДПКр-3 є значна дотична гальмівна сила, значення якої практично стабільне у діапазоні швидкостей 40...140 км/год і значно більше, ніж для інших типів рухомого складу.

Вважаємо, що саме ця причина, тобто значно більші гальмівні сили, що реалізуються у точці контакту колеса з рейкою у процесі гальмування і

спричиняють виникнення підповерхневих тріщин, які виявляються при подальшому обточуванні колісних пар.

### 3.2 Пропозиції щодо зміни залежності гальмівної сили від швидкості руху.

З проведених досліджень можна зробити висновок, що для зменшення інтенсивності зношування необхідно змінити характер залежності  $B_{Г\text{кол}} = f(v)$  наблизивши її до значень рухомого складу, який уже давно знаходиться у експлуатації і у якого не спостерігається посиленого зношування колісних пар.

Пропонується вибрати характер залежності  $B_{Г\text{кол}} = f(v)$  таким, як для моторного вагона дизель-поїзда Д1 відповідно до даних табл. 2.4, розширивши його до 140 км/год. Порівняння існуючої залежності  $B_{Г\text{кол}} = f(v)$  і пропонуваної наведено на рис. 3.2.

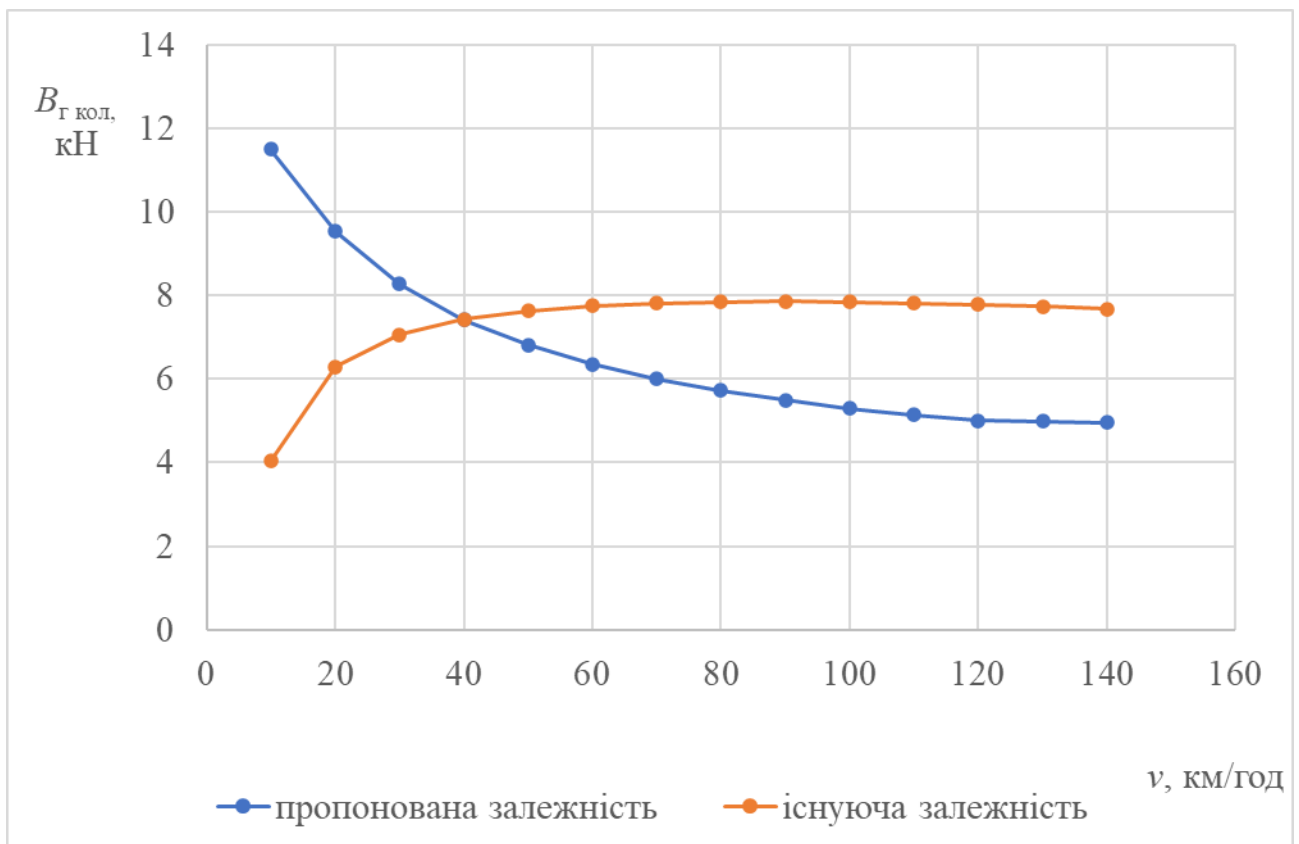


Рисунок 3.2 – Порівняння пропонуваної і існуючої залежності  $B_{Г\text{кол}} = f(v)$ .

Як видно з рис. 3.2 основною відмінністю між пропонованою та існуючою залежністю є значно нижчий рівень гальмівної сили у точці контакту колеса і рейки зі швидкості 40 км/год і більше. Враховуючи, що дизель-поїзд ДПКр-3 експлуатується на ділянках з високими допустимими швидкостями руху, це повинно призвести до зменшення навантаження на поверхню кочення колеса як у значенні сили так і у часі дії цієї сили.

Технічно вказаний захід можна здійснити шляхом переналаштування системи управління гальмами, що виходить за межі даних досліджень.

### **3.3 Перевірка наданих пропозицій на виконання вимог щодо забезпечення поїзда гальмами.**

Усі поїзда, що відправляються зі станції, повинні бути забезпечені гальмами з розрахунку єдиної найменшої сили натиснення гальмівних колодок у перерахунку на чавунні гальмівні колодки на кожні 100 тс ваги составу. Для дизель-поїзда поїзда для максимальної швидкості руху 140 км/год єдине найменше гальмівне натиснення в перерахунку на чавунні гальмівні колодки на кожні 100 тс ваги має становити 78 тс. Перевіримо цю умову. Для цього розрахуємо гальмівний шлях дизель-поїзда ДПКр3 при пропонованій залежності  $B_{г\text{кол}} = f(v)$ . Використаємо метод розрахунку гальмівного шляху за інтервалами швидкостей, прийнявши значення питомої гальмівної сили згідно запропонованої залежності  $B_{г\text{кол}} = f(v)$ .

При розрахунку за даними методом величина гальмівного шляху приймається рівною сумі шляху підготовки гальм до дії та дійсного шляху гальмування

$$s_{г} = s_{п} + s_{д}, \quad (3.1)$$

де  $s_{п}$  - шлях підготовки гальм до дії, м;

$s_{д}$  - дійсний гальмівний шлях, м.

Шлях підготовки гальм до дії визначається за формулою

$$s_{\text{п}} = 0,278 v_0 t_{\text{п}}, \quad (3.2)$$

де  $v_0$  - початкова швидкість гальмування, км/год;

$t_{\text{п}}$  - час підготовки гальм до дії, с.

Час підготовки гальм до дії, у залежності від типу рухомого складу визначається за формулами:

для пасажирських поїздів при пневматичних гальмах, та одиночних пасажирських локомотивів:

$$t_{\text{п}} = 4 - \frac{5i}{b_{\text{г}}}, \quad (3.3)$$

де  $i$  - величина ухилу, на якому відбувається гальмування, ‰;

$b_{\text{г}}$  - питома гальмівна сила, Н/кН.

Дійсний шлях гальмування визначається за формулою

$$s_{\text{д}} = \sum_{i=1}^n s_{\text{д}} = \sum_{i=1}^n \frac{500(v_{\text{почі}}^2 - v_{\text{кіні}}^2)}{\zeta c}. \quad (3.4)$$

Повна питома сповільнююча сила у на площадці визначиться як

$$c = b_{\text{г}} + w_{\text{х}}. \quad (3.5)$$

Питома гальмівна сила у нашому випадку визначиться як

$$b_{\Gamma} = \frac{2 \cdot B_{\Gamma \text{ кол}} \cdot n \cdot 10^3}{P}, \quad (3.6)$$

При розрахунках також використовувались вирази (2.24), (2.25), (2.26).

Покажемо детальний розрахунок для інтервалу швидкостей  $v_{\text{поч}} = 140$  км/год,  $v_{\text{кін}} = 130$  км/год,  $v_{\text{сер}} = 135$ .

Час підготовки гальм до дії на площадці за формулою (3.3)

$$t_{\Pi} = 4 \text{ с.}$$

Шлях підготовки гальм до дії за формулою (3.2)

$$s_{\Pi} = 0,278 \cdot 140 \cdot 4 = 155,7 \text{ м}$$

Величини питомого опору руху за формулами (2.24), (2.25), (2.26) розраховані у розділі 2 і становлять  $w'_0 = 8,29$  Н/кН;  $w_3 = 1,57$  Н/кН;  $w_x = 9,88$  Н/кН.

Величина питомої гальмівної сили за формулою (3.6), у якій значення  $B_{\Gamma \text{ кол}} = 11,5$  Н/кН визначено з графіка рис. 3.2.

$$b_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 11,5 \cdot 12 \cdot 10^3}{2016} = 59,04 \text{ Н/кН.} \quad (3.6)$$

Питома сповільнююча сила за виразом (3.5).

$$c = 59,04 + 9,88 = 68,91 \text{ Н/кН.}$$

Дійсний шлях гальмування за формулою (3.4)

$$s_{\text{ді}} = \frac{500(140^2 - 130^2)}{116 \cdot 68,91} = 168,9 \text{ м.}$$

Розрахунки для інших інтервалів швидкостей зведено до табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку дійсного гальмівного шляху дизель-поїзда ДПКр-3 при пропонованій залежності  $B_{г, кол} = f(v)$

$v_{поч}, \text{ км/год}$	$v_{кін}, \text{ км/год}$	$v_{сеп}, \text{ км/год}$	$w_3, \text{ Н/кН}$	$w'_0, \text{ Н/кН}$	$w_s, \text{ Н/кН}$	$B_{г, кол}, \text{ Н}$	$b_{г, г}, \text{ Н/кН}$	$c, \text{ Н/кН}$	$s_{д}, \text{ м}$
140	130	135	1,573	8,294	9,867	4,96	59,04	68,91	168,88
130	120	125	1,480	7,360	8,840	4,98	59,28	68,12	158,19
120	110	115	1,387	6,491	7,877	4,99	59,46	67,33	147,23
110	100	105	1,293	5,685	6,979	5,13	61,12	68,10	132,92
100	90	95	1,200	4,944	6,144	5,30	63,06	69,20	118,34
90	80	85	1,107	4,267	5,373	5,49	65,35	70,73	103,61
80	70	75	1,013	3,654	4,667	5,72	68,10	72,77	88,85
70	60	65	0,920	3,105	4,025	6,00	71,47	75,49	74,23
60	50	55	0,827	2,620	3,447	6,36	75,67	79,12	59,93
50	40	45	0,733	2,199	2,933	6,81	81,08	84,01	46,18
40	30	35	0,640	1,843	2,483	7,42	88,28	90,77	33,24
30	20	25	0,547	1,550	2,097	8,26	98,37	100,47	21,45
20	10	15	0,453	1,322	1,775	9,54	113,51	115,28	11,22
10	0	5	0,360	1,158	1,518	11,5	136,89	138,41	3,11
$\sum_{i=1}^n s_{г, кол} =$									1164,4

Гальмівний шлях за формулою (3.1)

$$s_r = 155,7 + 1167,4 = 1323,1 \text{ м.}$$

Встановимо тепер за номограмою гальмівного шляху, яка наведена на рис. 3.3 величину єдиного гальмівного натиснення на 100 тс ваги состава, яка відповідає гальмівному шляху  $s_r = 1323,1 \text{ м}$  і швидкості 140 км/год.

Як видно з графіка, при значенні  $s_r = 1323,1 \text{ м}$  і швидкості 140 км/год єдине гальмівне натиснення складає 68 тс на 100 тс ваги поїзда, що відповідає вимогам по забезпеченню поїзда гальмами.

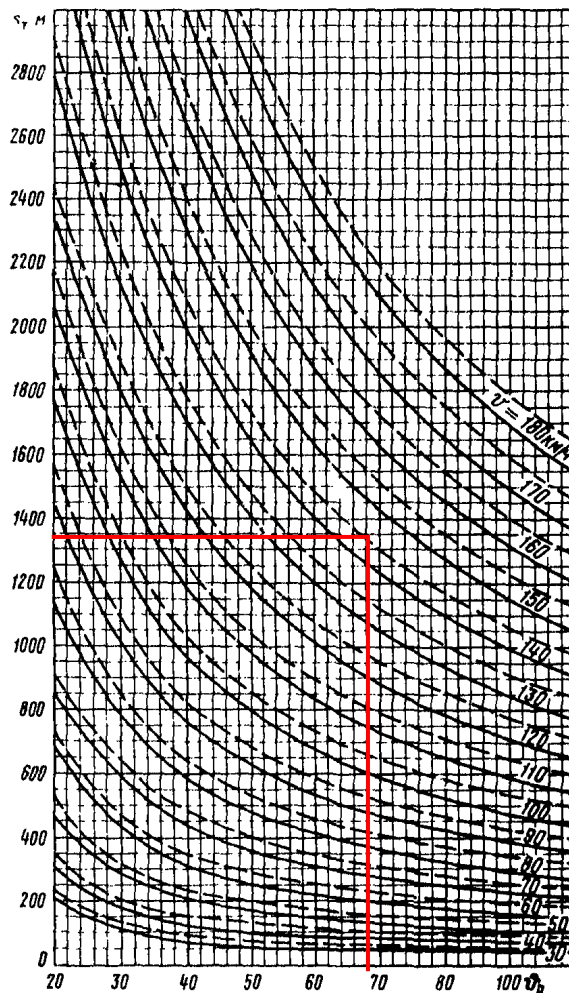


Рисунок 3.3 – Встановлення єдиного найменшого гальмівного натиснення на 100 тс ваги состава за номограмою гальмівного шляху

## ВИСНОВКИ

Під час експлуатації дизель-поїзда ДПКр-3 виникла проблема прискореного зношування колісних пар в експлуатації. Під час обточування колісних пар стали проявлятися підповерхневі тріщини, що призводило до необхідності більш глибокого обточування.

З метою виявлення причин даного явища та зменшення його негативного впливу було проаналізовано величину дотичної гальмівної сили на колесі. Виявлено, що вона значно перевищує величину дотичної гальмівної сили інших типів рухомого складу – як МВРС так і локомотивів.

За результатами аналізу запропоновано змінити характер існуючої залежності дотичної гальмівної сили і привести його у відповідність до такого параметру дизель-поїзда Д1. При цьому було перевірено виконання вимог щодо забезпечення поїзда єдиним найменшим гальмівним натисненням. При перевірці встановлено, що значення єдиного гальмівного натиснення 68 тс на 100 тс ваги состава, яке вимагається для пасажирських поїздів з максимальною швидкістю руху виконується.

Такиим чином у випускній кваліфікаційній роботі:

- проаналізовано наукові праці, які присвячені питанню зношування поверхонь кочення залізничних коліс і впливу на вказане зношування режимів гальмування;
- порівняно значення дотичної гальмівної сили, яка виникає між колесом і рейкою у дизель-поїзді ДПКр-3 і інших типах рухомого складу;
- запропоновано шляхи вирішення проблеми підвищеного зносу і перевірено можливість їх реалізації.

Реалізація вказаних заходів призведе до підвищення надійності дизель-поїзда ДПКр-3, тобто поставлена у роботі мета виконана.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Common Repository of the University of Science and Technologies. [Електронний документ]. Режим доступу: <https://crust.ust.edu.ua/home>
2. Elsevier's abstract and citation database SCOPUS [Електронний документ].  
Режим доступу: <https://www.scopus.com/search/form.uri?display=basic#basic>
3. Ракша С. В., Анофрієв П. Г., Куроп'ятник О. С. Стенд для випробувань залізничних коліс на контактну міцність. Science, engineering and technology: global trends, problems and solutions : conf. proc. : Intern. sci. and practical conf., Prague, Sept. 25–26, 2020. Prague, 2020. P. 173–177.
4. Ракша С. В., Куроп'ятник О. С. Стендові випробування колісних пар рейкового транспорту. Scientific and Technical Progress in European Countries and the Contribution of Higher Education Institutions : collective monograph. Riga : Wloclawek, Poland, 2020. P. 192–213. DOI: 10.30525/978-9934-588-65-5.11.
5. Буряк, С. Ю. Диагностирование состояния поверхности катания колеса подвижного состава железных дорог / С. Ю. Буряк // Наука та прогрес транспорту. – 2013. – № 1. – С. 22–29. – Бібліогр. в кінці ст. – doi: 10.15802/stp2013/9576.
6. Бабаєв, А. М. Ползун на колесе вагонов / А. М. Бабаєв // Вагонний парк. — 2016. — № 11—12 (116—117). — С. 26—28.
7. Raksha, S., Anofriev P., Kuropiatnyk O. Stand for Accelerated Tests of Rail Vehicles Wheelsets. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 985 : 15th Intern. Sci. and Techn. Conf. "Problems of the railway transport mechanics" (PRTM 2020) 27–29 May 2020, Dnipro, Ukraine. DOI: 10.1088/1757-899X/985/1/012030.
8. Грищенко, М. А. Причини виникнення дефектів на поверхні кочення залізничних коліс / М. А. Грищенко // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізничн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2009. – Вип. 27. – С. 223–225. – DOI: 10.15802/stp2009/14305.

9. Безрукавий Н. В. Підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів шляхом вдосконалення профілів коліс : дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Дніпро, 2021. 183 с.
10. Мурадян Л. А., Шапошник В. Ю., Шикунів О. А. Несправності гальмівного обладнання та дефекти колісних пар вантажних вагонів. Вісн. сертифікації залізн. трансп. 2021. № 3 (67). С. 5–15.
11. Буряк, С. Ю. Контроль стану поверхні кочення коліс рухомого складу залізниць акустичним методом / С. Ю. Буряк // Електромагнітна сумісність та безпека на залізничному транспорті. – 2013. – № 6. – С. 58–65. – DOI: 10.15802/ecsrt2013/51289.
12. 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. – DOI: 10.15802/ecsrt2017/136811.
13. Dovhaniuk S., Shaposhnyk V., Shykunov O., Shatunov A., Visloguzov V.. The Results of Brake Tests of the DPKr-3 Diesel Train. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 985 : 15th Intern. Sci. and Techn. Conf. "Problems of the railway transport mechanics" (PRTM 2020) 27–29 May 2020, Dnipro, Ukraine. DOI: 10.1088/1757-899X/985/1/012020.
14. Ostash, O.P., Kulyk, V.V., Lenkovskiy, T.M., Duriagina, Z.A., Vira, V.V., Tepla T.L. Relationships between the fatigue crack growth resistance characteristics of a steel and the tread surface damage of railway wheel / O.P. Ostash, V.V. Kulyk, T.M. Lenkovskiy, Z.A. Duriagina, V.V. Vira, T.L. Tepla // Archives of Materials Science and Engineering. Vol. 90. Iss 2. p. 49-55.
15. Ostash, O. P., Anofriev, V. H., Andreiko, I. M., Muradyan, L. A., Kulyk, V.V. On the concept of selection of steels for high-strength railroad wheels / O. P. Ostash, V. H. Anofriev, I. M. Andreiko, L. A. Muradyan, V. V. Kulyk // Materials Science, Vol. 48, No. 6, May, 2013 (Ukrainian Original Vol. 48, No. 6, November–December, 2012) p. 697-703.
16. Andreiko, I. M., Kulyk, V. V. Temperature dependence of mechanical

- characteristics of wheel steels / I. M. Andreiko, V. V. Kulyk // *Materials Science*, Vol. 47, No. 1, July, 2011 (Ukrainian Original Vol. 47, No. 1, January–February, 2011). p.124-126.
17. Ye, Y., Sun, Y., Dongfang, S., Shi, D., & Hecht, M. (2020). Optimizing wheel profiles and suspensions for railway vehicles operating on specific lines to reduce wheel wear: a case study. *Multibody System Dynamics*. doi:10.1007/s11044-020-09722-4
  18. Ye, Y., Qi, Y., Shi, D., Sun, Y., Zhou, Y., & Hecht, M. (2020). Rotary-scaling fine-tuning (RSFT) method for optimizing railway wheel profiles and its application to a locomotive. *Railway Engineering Science*, 28(2), 160–183. doi:10.1007/s40534-020-00212-z
  19. Hur, H., Shin, Y., Ahn, D., & Ham, Y. (2019). Steering Performance Evaluation of Active Steering Bogie to Reduce Wheel Wear on Test Line. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. doi:10.1007/s12541-019-00167-0
  20. Shen, Ming-xue; Li, Jia-qiang; Li, Lan; Li, Sheng-xin; Ma, Chun-ying. Adhesion and Damage Behaviour of Wheel–Rail Rolling–Sliding Contact Suffering Intermittent Airflow with Different Humidities and Ambient Temperatures // *Tribology Letters* Volume 72, Issue 1 March 2024 Article number 18.
  21. Zeng, Dongfang; Chen, Xi; Xu, Fangdong; Gong, Yanhua; Zou, Qiang; Xu, Tian; Lu, Liantao. Influence of rolling speed on fatigue crack initiation and growth of wheel steel under dry-wet rolling/sliding contact // *Wear* Volume 536-537 15 January 2024 Article number 205156
  22. Wang, Peng; Xie, Chen; Yang, Xiaoxua; Tao, Gongqua; Wen, Zefen. Wheel wear and rolling contact fatigue evolution under interaction of abrasive block and wheel–rail contact: results from field test // *International Journal of Rail Transportation* Volume 12, Issue 1, Pages 37 – 55 2024
  23. Chen, P., Zhu, W., Yu, Ch, Sun, N, Xue, W. Research on train braking model by improved Polach model considering wheel-rail adhesion characteristics /

- Peiwen Chen, Wenliang Zhu, Chaogang Yu, Ningyuan Sun, Wenshen Xue // IET Intell. Transp. Syst. 2023;17:2432–2443.
24. Sharma R C, Dhingra M and Pathak R K 2015 Braking systems in railway vehicles Int. J. Engineering Research & Technology 4 1 pp 206–211
  25. Hasegawa I and Uchida S Braking systems 1999 Japan Railway Transp 20 pp 52–59
  26. Presciani P, Malvezzi M, Bonacci G and Balli M 2001 Development of a braking model for speed control systems World Congress on Railways Research (Cologne, Germany November 2001) pp 25–29.
  27. Mousavi A, Markazi A and Masoudi S. 2017 Adaptive Fuzzy Sliding-Mode Wheel Control Slide Protection Device for ER24PC Locomotive Latin American Journal of Solids and Structures 14 pp 2019–2045
  28. Ahmad H A 2013 Dynamic braking control for accurate train braking distance estimation under different operating conditions Mech. Eng., Virginia Polytech. Instit. State Univ. (Blacksburg, VA, USA) p 119.
  29. Pugi L, Malvezzi M, Papini S and Vettori G 2013 Design and preliminary validation of a tool for the simulation of train braking performance. J Mod Transp 21 pp 247–257.
  30. Bureika G, Mikaliūnas Š 2008 Research on the Compatibility of the Calculation Methods of Rolling Stock Brakes Transport 23 4 pp 351–355.
  31. Гребенюк, П.Т., Тяговые расчеты: Справочник / П.Т. Гребенюк, А.Н Долганов, А.И. Скворцова // Под. ред. П.Т. Гребенюка. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.
  32. Operating instructions for rolling stock brakes on the railways of Ukraine TST-TSV-TSL-0015 Kyiv p 145
  33. Instruction on maintenance, repair and testing of brake equipment of locomotives and motor-car rolling stock TST-0058 Kyiv p 223
  34. Braking standards TSV-0011 Kyiv p 18
  35. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.