

УДК 629.4; 625.032; 621.873; 658.5
№ держреєстрації 0121U108813

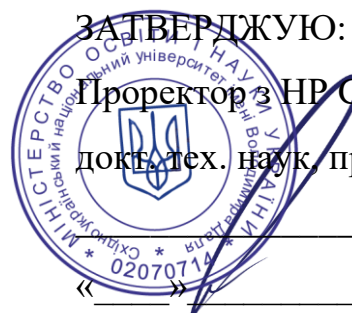
Міністерство освіти і науки України
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
(СНУ ім. В. Даля)
вул. Іоанна Павла II, 17, м. Київ, 01042; e-mail: uni@snu.edu.ua,
код ЄДРПОУ 02070714

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор з НР СНУ ім. В. Даля
докт. тех. наук, проф.

Целіщев О.Б.

2023 р.



ЗВІТ
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
Розробка ресурсозберігаючого екологічного методу підвищення безпеки
експлуатації залізничного транспорту підвищенням енергоємності
гальмівних систем
(заключний)
ДН-06-21

Начальник НДЧ
канд. техн. наук, доц.











Бойко Г. О.











Керівник НДР
канд. техн. наук, доц.

Медведєв Є. П.

2023

СПИСОК АВТОРІВ

- | | | |
|---|---|--|
| Керівник НДР,
наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент |  | Медведєв Є. П.
(вступ, розд. 1, 2, 3, 4, 5, 6,
висновки) |
| Відповідальний виконавець
провідний наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент |  | Ковтанець М. В.
(реферат, вступ, розд. 1, 2,
3, 5, 6) |
| Провідний наук. співробітник
докт. техн. наук, професор |  | Фомін О. В.
(розд. 2, 3, 4) |
| Наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент |  | Ноженко В. С.
(розд. 5.1, 5.2, 5.3, 6.1) |
| Наук. співробітник
канд. техн. наук |  | Просвірова О. В.
(розд. 1, 3, 6) |
| Наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент |  | Семенов С. О.
(розд. 3.1, 3.2, 3.3) |
| Молодший наук. співробітник
канд. техн. наук |  | Фоміна А. М.
(розд. 4.1, 4.2, 4.3) |
| Молодший наук. співробітник
канд. техн. наук |  | Мірошникова М.В.
(розд. 5.3, 5.4) |
| Молодший наук. співробітник |  | Ковтанець Т. М.
(розд. 1.2, 3.1, 3.2) |
| Молодший наук. співробітник |  | Цигановський І. О.
(розд. 1.4, 4.1, 4.2, 6.1) |

Молодший наук. співробітник аспірант		Вакулик М. М. (розд. 3.1, 3.2)
Молодший наук. співробітник аспірант		Сова С. С. (розд. 4.3, 4.4)
Студент		Гирман Р. М. (розд. 5.5)
Студент		Коротенко Б. М. (розд. 2.1, 2.2)
Студент		Біловол Є. О. (розд. 2.1, 4.2)
Студент		Колесник О. Ю. (розд. 2.3, 4.2)
Студент		Тисячний А. Ю. (розд. 1.3, 2.2)
Студент		Папуков А. М. (розд. 6.1)
Студент		Салфетніков А. В. (розд. 6.2)
Підписи авторів затверджую, канд. техн. наук, доцент		Медведєв Є. П.

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР містить: с. 203, рис. 41, табл. 10, кількість джерел 121.

Об'єкт дослідження – фрикційні, температурні та динамічні процеси, що протікають у системі «колесо-гальмо-рейка».

Предмет науково-технічної роботи – залежності та функції керування тертям.

Мета роботи – встановлення і розвиток фундаментальних залежностей для управління тертям для збільшення граничних значень гальмівного зусилля при циклічній стабілізації температури і силового навантаження.

Методи дослідження полягають у застосуванні сукупності підходів, засобів, методів і прийомів, що базуються на принципах системності та включають:

- математичне моделювання та інтеграцію моделей стабілізації температурних та динамічних процесів в трибоконтаті фрикційних елементів гальма, у тому числі, з використанням методу кліткових автоматів для дослідження, що дозволить максимально врахувати процеси, що відбуваються в контакті;

- системно-структурний підхід для створення інструментарію, спрямованого на керування фрикційними процесами, в тому числі за рахунок удосконалення гальмових пристроїв;

- прогнозування експлуатаційних характеристик фрикційних процесів, що враховує вплив найважливіших факторів для поліпшення техніко-економічної ефективності транспортного засобу;

- методи теорії планування експерименту, теорії прийняття рішень та експертне оцінювання;

- при проведенні експериментальних досліджень будуть використані наступні методи: фізичне моделювання, випробування на натурних зразках, стендових натурних установках, математична обробка результатів

експериментів.

Методи експериментальних досліджень, які використовувались у проекті, склалися з фізичного моделювання, випробування на натурних зразках, стендових натурних установках, локомотивах та вагонах із застосуванням апробованих методик, встановлених відповідними ГОСТ і ДСТУ.

Достовірність отриманих у проекті наукових результатів підтверджується задовільною збіжністю даних теоретичних і експериментальних досліджень, що зумовлено вірно використаними методами математичного моделювання та застосованими теоріями.

Ступінь впровадження. По результатам дослідження опубліковано: 2 монографії, 5 статей в журналах, що індексуються у наукометричній базі Scopus, 7 статей у виданнях, що входять до переліку фахових видань України, 10 охоронних документів на об'єкти права інтелектуальної власності, 8 тез доповідей на наукових конференціях.

За результатами досліджень захищено 1 дисертацію кандидата наук та 1 підготовлено до захисту, що підтверджує підвищення кваліфікаційного рівня наукових виконавців та визнання результатів наукових досліджень.

Основні результати отримані при виконанні проекту використано у Державному підприємстві «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» та ТОВ «Науково-виробнича компанія «Трансмаш»» при проведенні науково-дослідних і проектно-конструкторських робіт зі створення та удосконалення екіпажної частини локомотивів згідно планів нової техніки підприємств. Результати досліджень використано при підготовці нових лекційних курсів та циклів лабораторних і практичних робіт на кафедрах «Залізничний, автомобільний транспорт та підйомно-транспортні машини» та «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Область використання отриманих результатів – підприємства, що займаються розробкою, ремонтом, а також модернізацією тепловозів, дизель-і електропоїздів, вагонів для забезпечення безпеки та ефективності їх експлуатації.

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЛОКОМОТИВ, ГАЛЬМУВАННЯ, ФРИКЦІЙНА ВЗАЄМОДІЯ, ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛЕСА З РЕЙКОЮ, ТЕМПЕРАТУРА, ШУМ, ГАЛЬМУВАННЯ, ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, БЕЗПЕКА РУХУ.

ЗМІСТ

ВСТУП	9
1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ КЕРУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЮ ФРИКЦІЙНОЮ СИСТЕМОЮ	13
1.1 Стратегічні принципи розвитку світової залізничної системи	13
1.2 Методи терморегулювання гальмівних поверхонь тертя	18
1.3 Експертне оцінювання методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем	23
1.4 Аналіз можливостей управління теплофрикційною навантаженістю локального трибологічного контакту	32
Висновки по розділу 1	35
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЛЬМІВНОЇ ПЕРЕДАЧІ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ ПОЇЗДА	37
2.1 Розрахунок колодкового гальма 4-х вісного рефрижераторного вагона	38
2.2 Розрахунок забезпеченості поїзда гальмівними засобами	55
2.3 Оцінка ефективності гальмівної системи поїзда	61
Висновки по розділу 2	74
3 РОЗРОБКА ПІДХОДІВ ЩОДО ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ	76
3.1 Підвищення точності визначення сил тяги та гальмування при випробуваннях дослідних локомотивів на експлуатаційних ділянках залізниць	76
3.2 Дослідження часу наповнення гальмівних циліндрів дизель-поїзда ДЕЛ-01	83
Висновки по розділу 3	90

4 ВДОСКОНАЛЕННЯ ІСНУЮЧИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ З МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ ШУМУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ФРИКЦІЙНИХ ГАЛЬМОВИХ ЗАСОБІВ	92
4.1 Дослідження заходів щодо зниження рівня шуму на рухомому складі	92
4.2 Зниження рівня шуму на залізничному транспорті Європи	103
4.3 Зниження рівня шуму в кривих	114
4.4 Дослідження шуму кочення рухомого складу по рейкам	132
Висновки по розділу 4	139
5 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ РІВНЯ ШУМУ ТА ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ВІД ХАРАКТЕРИСТИК І УМОВ ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ	141
5.1 Теорія уявлень механічних систем (R-теорія)	141
5.2 Поширення енергії коливань від поверхні контакту колеса та рейки до суміжних структур	147
5.3 Механізм звукоутворення від контактної взаємодії колеса та рейки	151
5.4 Особливості механіки контактної взаємодії колеса та рейки у процесі її звукоутворення	158
5.5 Експериментальна установка для дослідження шумоутворення та шумовипромінювання від взаємодії колеса з рейкою	170
Висновки по розділу 5	174
6 МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ У ПАРІ ТЕРТЯ ГРЕБІНЬ КОЛЕСА-РЕЙКА	175
6.1 Дослідження стану питання та постановка мети дослідження	175
6.2 Результати проведених досліджень	182
Висновки по розділу 6	185
ВИСНОВКИ	186
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	190

ВСТУП

Залізничний транспорт є ключовою ланкою соціально-економічної системи держави і належить до стратегічно важливих галузей національної економіки, без ефективної роботи якої неможливе подальше підвищення добробуту суспільства. Основні завдання залізничного транспорту – своєчасне, якісне та цілковите задоволення потреб галузей економіки та населення в перевезеннях, підвищення економічної ефективності його роботи.

Забезпечення зростання мобільності населення є одним із вирішальних факторів стратегії розвитку економіки країни. На даний час у сфері транспортного обслуговування залізничні пасажирські перевезення є одним із найбільш ефективних видів транспорту, що дозволяє забезпечити необхідну швидкість, комфорт, надійність і безпеку перевезень з мінімальними витратами та з урахуванням ресурсних обмежень і умов навколишнього середовища.

Як відомо 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 тощо.

Для підвищення ефективності перевізного процесу в умовах підвищених експлуатаційних швидкостей необхідним є впровадження рухомого складу нового покоління з покращеними техніко-економічними показниками. При цьому особливу увагу необхідно приділяти гальмовій системі рухомого складу, як одному з найбільш відповідальних вузлів від надійності якого залежить безпека руху.

Існуючі вимоги до сучасного рухомого складу приводять до необхідності збільшення швидкостей його руху, також стають більш

жорсткими підвищені вимоги до надійності роботи гальмівної системи поїзда для забезпечення безпеки руху. Для забезпечення високої ефективності роботи гальмівної системи швидкісних і високошвидкісних поїздів у першу чергу необхідна наявність всіх елементів системи з найбільш високою якістю й надійністю роботи.

Ефективність гальмівних засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускної і провізної спроможності залізних доріг та безпеку руху. Експлуатований рухомий склад застосовує відомі конструкції колодкового та дискового гальма, обмежені їх зносо-фрикційними характеристиками та границями допустимого нагріву.

Для підвищення ефективності гальмування рейкового рухомого складу необхідно створити гальмівними пристроями достатню гальмівну потужність і забезпечити стійке зчеплення коліс із рейками та фрикційних елементів гальм.

Розповсюдженим конструктивним рішенням забезпечення стабільної роботи дискових гальмівних елементів є самовентиляція, що забезпечує охолодження поверхні диска при гальмуванні. При цьому створюється додатковий опір руху поїзда.

Аналіз проблем існуючих гальмівних систем зумовив вибір перспективного напрямку дослідження з підвищення зчіпних характеристик та ефективності гальмування – керування охолодженням фрикційних поверхонь.

Залізничний транспорт характеризується підвищеними рівнями шуму в цілодобовому режимі, відповідно впливає на ступінь шумового комфорту, особливо в нічний час, і призводить до справедливих скарг населення. Україна, Європейський Союз та інші країни визначають шумове забруднення довкілля як одну з основних проблем сучасного світу [1]. Згідно з Директивою з шуму навколишнього середовища 2002/49/ЄС кожна держава Євросоюзу повинна дотримуватися низки принципів, серед яких проведення моніторингу

рівнів шуму, відкрите опублікування інформації про стан навколишнього середовища та складання карт шуму міст. Одним із найбільш суттєвих джерел шуму є залізничний транспорт, як пасажирський так і вантажний. Проблема захисту від підвищеного шуму входить до найважливіших екологічних проблем [2]. Під дією підвищеного шуму, що викликає дискомфорт, зниження слуху, і навіть патології серцево-судинної, ендокринної, нервової та інших систем людини, в містах знаходиться від 60 до 70% населення. Істотний внесок у цю проблему робить шум від залізниці. Вказується, що шум залежить від швидкості: до 40-50 км/год переважають внутрішні джерела (електродвигуни, компресори), від 50 до 300 км/год переважає шум від взаємодії пари «колесо-рейка», а вище 300 км/год починають позначатися аеродинамічні процеси. Відомо, [3], що на рівень шуму від руху потягу впливають різні фактори, такі як категорія потягу, його довжина, швидкість руху та інше, точки спостереження.

Серед основних причин виникнення шуму від руху залізничного транспорту можна виділити:

- 1) кочення колеса рейками;
- 2) коливання (вібрація) корпусів вагонів;
- 3) коливання рейкового полотна (рейки, шпали, баласт);
- 4) зіткнення вагонів та елементів складу між собою;
- 5) коливання огорожувальних конструкцій, що збуджуються вібрацією проникає через ґрунтовий масив від верхньої будови колії та тунельного оброблення.

Основними джерелами шуму є шум локомотива; звукові сигнали; аеродинамічна взаємодія рухомого складу з навколишнім середовищем (при швидкості понад 200 км/год); взаємодія шляху та рухомого складу під час руху (випромінювання шуму системою колесо – рейка), або шум кочення; структурний шум, що виникає від передачі вібрації в системі «колесо-рейка» в розташовані поблизу будівлі; машини та механізми для виконання робіт з поточного обслуговування залізничного шляху. Значний внесок у процес

шумоутворення дає також «виск» колеса в кривих, звуковипромінювання гальмівних колодок і колеса при гальмуванні (шум гальмування), зіткнення вагонів (шум зчіпки), відображення звуку при установці рейок удари на стиках рейок.

Якщо шум від поїздів, що рухаються зі швидкістю до 250 км/год, залежно від специфікації залізничного складу, складається в основному з шуму кочення (система «колесо – рейка») і шуму двигуна, що характеризується його потужністю і силою тяги потяга, що створюється, а також допоміжних систем потяга (наприклад, системи вентиляції та кондиціонування вагонів), то у високошвидкісних поїздів (швидкість понад 250 км/год) домінує аеродинамічний шум, який включає: шум турбулентних потоків повітря, що виникає в результаті опору повітряних мас руху поїзда; шум струмоприймача.

Це зумовило вибір перспективного напрямку дослідження – зниження транспортного шуму у населених пунктах та вирішення цієї проблеми є одним із актуальних завдань.

Все це свідчить про необхідність та актуальність комплексного наукового підходу у вирішенні зазначеної проблеми: визначення факторів, що можуть спричинити аварійність та дискомфорт пасажирів і на підставі їхнього аналізу створити ресурсозберігаючі екологічні методи підвищення безпеки експлуатації залізничного транспорту підвищенням енергоємності тягових і гальмівних систем.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ КЕРУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЮ ФРИКЦІЙНОЮ СИСТЕМОЮ

1.1 Стратегічні принципи розвитку світової залізничної системи

Ефективність гальмівних засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускної і провізної спроможності залізних доріг. Від властивостей і стану гальмівного обладнання рухомого складу в значній мірі залежить безпека руху.

У зв'язку з постійним підвищенням швидкостей руху поїздів пред'являються високі вимоги до гальмівних засобів. Застосування відомої конструкції колодкового гальма, яка передбачає взаємодію гальмівної колодки з поверхнею катання коліс, обмежене границями їх допустимого нагріву. Використання дискових гальм набуває все більшого поширення, адже потрібна гальмівна потужність не досягається за допомогою колодкових гальм. Використання колодкових гальм на високих швидкостях також є небажаним через суттєве збільшення зносу коліс.

Великий внесок у рішення проблем підвищення ефективності гальмування рейкового рухомого складу, створення гальмівними пристроями достатньої гальмівної потужності і забезпечення стійкого зчеплення коліс із рейками, зробили у своїх роботах такі вчені: Блохін Є.П., Голубенко О.Л., Горбунов М.І [4], Іноземцев В.Г. [5], Ісаєв І.П. [6], Казаринов В.М. [7], Коняєв О.М. [8], Костюкевич О.І. [9], Лужнов Ю.М. [10]., Мямлін С.В. [11], Осенін Ю.І. [12], Петров С.Ю. [13], Сафронов О.М. [14], Старченко В.М. [15], Тартаковський Е.Д. [16], Ткаченко В.П. [17], Турков А.І. [18], та інші.

Діяльність залізничного транспорту як частини єдиної транспортної системи країни сприяє нормальному функціонуванню всіх галузей суспільного виробництва, соціальному і економічному розвитку та зміцненню обороноздатності держави, міжнародному співробітництву України.

Конкурентоспроможність галузі залізничного транспорту можна підвищити впровадженням інноваційних рішень у системі експлуатації локомотивів.

Встановлення принципів стратегічного розвитку залізничного транспорту – складна багаторівнева задача, вирішенням якої займаються провідні світові фахівці. Відповідність напряму дослідження пріоритетам стратегічного розвитку в значній мірі визначає його перспективи розвитку та впровадження у виробництво.

У зв'язку з постійним підвищенням швидкостей руху поїздів пред'являються високі вимоги до гальмових засобів. Застосування відомої конструкції колодкового гальма, яка передбачає взаємодію гальмової колодки з поверхнею катання коліс, обмежене границями їх допустимого нагріву.

До числа найбільш важливих проблем відносяться:

- підвищення коефіцієнта зчеплення коліс з рейками за дисковому гальмі;
- зменшення впливу несприятливих атмосферних умов на роботу дискових гальм;
- створення гальмівних накладок з високим стабільним коефіцієнтом тертя і великою зносостійкістю;
- розробка надійної і довговічної конструкції гальмівних дисків, що забезпечує ефективне розсіювання енергії.

Використання дискових гальм набуває все більшого поширення, адже потрібна гальмова потужність не досягається за допомогою колодкових гальм. Використання колодкових гальм на високих швидкостях також є небажаним через суттєве збільшення зносу коліс. Експлуатація рухомого складу з дисковими гальмами показала ряд істотних недоліків конструкції елементів фрикційної пари: спроектована без відповідних розрахункових обґрунтувань вентиляційна система гальмівних дисків не забезпечує ефективну тепловіддачу і підвищує опір руху поїзда.

Міжнародний союз залізниць (МСЗ) – міжнародна організація, що об'єднує національні залізничні компанії більш ніж восьмидесяти країн з

метою спільного вирішення завдань в області розвитку залізничного транспорту. На 83-й генеральній асамблеї МСЗ намічені наступні стратегічні принципи розвитку світової залізничної системи на перспективу до 2050 року (рисунок 1.1).

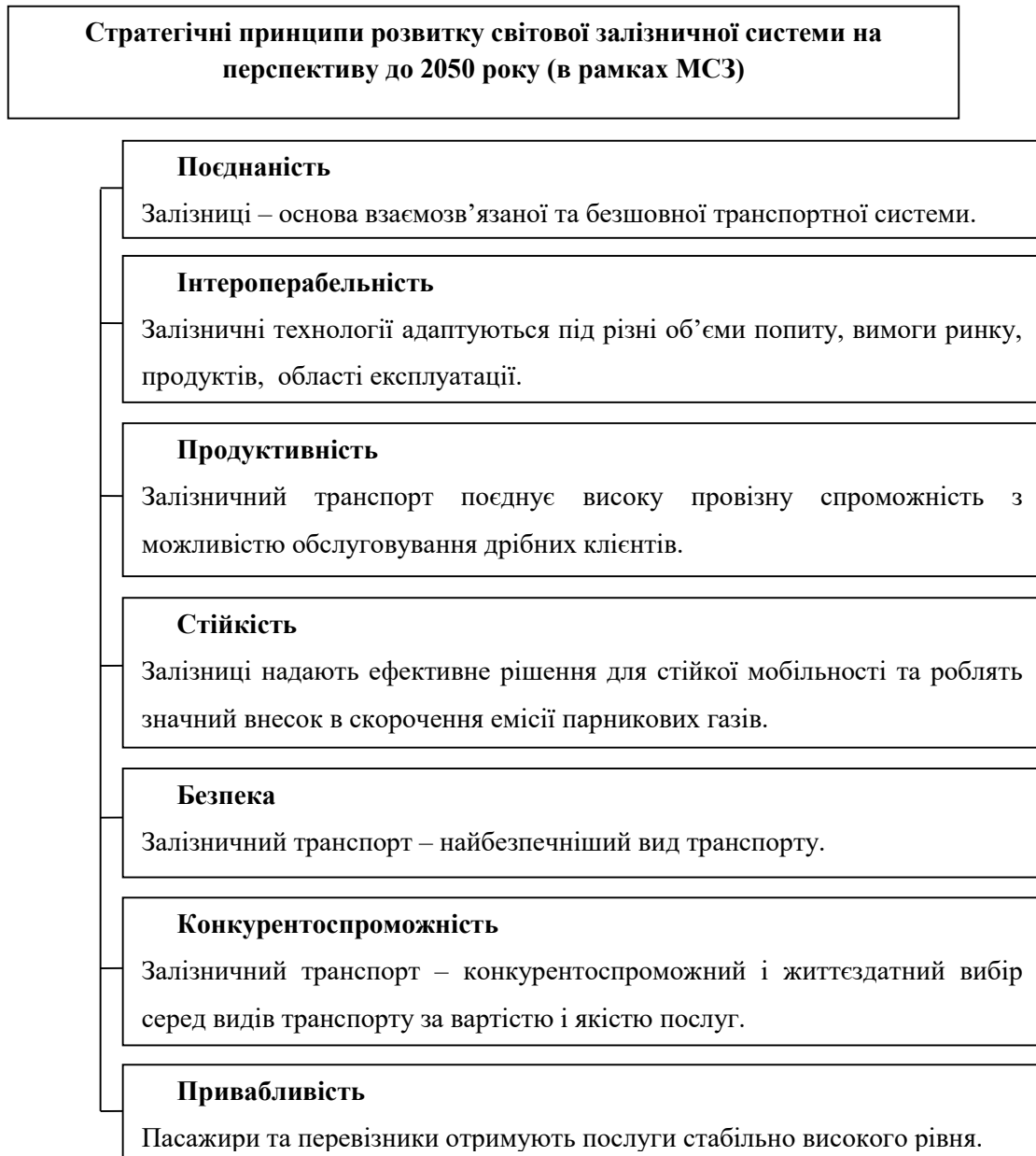


Рисунок 1.1 – Стратегічні принципи розвитку світової залізничної системи

Відштовхуючись від намічених принципів, проведено спільне дослідження наукових організацій-учасників з метою визначення

пріоритетних напрямів наукових досліджень, розробка яких буде сприяти ефективному розвитку залізничного транспорту.

Внаслідок різноманіття принципів розвитку членами МСЗ створено деталізований список напрямів досліджень, структурований за допомогою кластерів.

Скориставшись методом експертного оцінювання, в рамках дослідження МСЗ проведена обробка близько ста анкет опитування галузевих наукових працівників з країн-учасників дослідження, які представляють індивідуальний дослідницький досвід поряд з досвідом вирішення конкретних завдань залізничної галузі в своїх державах.

Для визначення затребуваних напрямків досліджень експерти:

– попарно порівняли кожен напрямок з усіма іншими, з точки зору пріоритетності виставляючи 1 бал більш пріоритетному і 0 балів менш пріоритетним напрямом досліджень (якщо обидва мають однаковий пріоритет – виставлялось по 0,5 бала);

– за методом рангової кореляції розставили бали всім напрямками від 100 для найбільш пріоритетного – до 5 для найменш пріоритетного, на думку експерта;

– присвоїли напрямам відповідні місця від 1-го до 20-го.

Результати обробки експертних даних наведені у таблиці 1 [19, 20].

Аналіз результатів експертного опитування (таблиця 1) показав, що найбільш затребуваними виявилися напрямки:

1. Стійка конструкція рухомого складу (кластер «Рухомий склад»).
2. Безпека руху та особиста безпека пасажирів (кластер «Система як єдине ціле»).
3. Технології для моніторингу шляху рухомого складу і сумісність (кластер «Інфраструктура»).
4. Розробка нових матеріалів і технологій для інфраструктури (кластер «Інфраструктура»).

5. Нові матеріали і виробничі процеси для рухомого складу (кластер «Рухомий склад»).

6. Взаємодія в системі «колесо-рейка» (кластер «Інфраструктура»).

Таблиця 1.1 – Результати експертного оцінювання

№	Напрямок дослідження	Кластер	Середнє значення
1	Стійка конструкція рухомого складу	Рухомий склад	0,9853
2	Безпека руху та особиста безпека пасажирів	Система як ціле	0,9326
3	Технології для моніторингу шляху рухомого складу і сумісність (запобігання сходу з рейок і т. д.)	Інфраструктура	0,9215
4	Розробка нових матеріалів і технологій для інфраструктури	Інфраструктура	0,9052
5	Нові матеріали і виробничі процеси для рухомого складу	Рухомий склад	0,8876
6	Взаємодія в системі колесо-рейка	Інфраструктура	0,8727
7	Конструкція рухомого складу високої продуктивності	Рухомий склад	0,8148
8	Управління активами (ефективність, збільшений термін служби, зменшення вартості конструкції та її обслуговування)	Інфраструктура	0,7874
9	Оптимізація енергоспоживання в залізничних системах	Енергія, екологія	0,7846
10	Інтегровані системи для пасажирських і вантажних перевезень	Система як ціле	0,7617
11	Інтелектуальні автоматизовані системи управління рухом	Інтелектуальні системи	0,7194
12	Збільшення пропускної здатності	Система як ціле	0,7136
13	Залізничні системи майбутнього	Система як ціле	0,6412
14	Управління інформацією (бази даних, доступність клієнтам і т. д.)	Інтелектуальні системи	0,6074
15	Внутрішнє оснащення поїздів	Рухомий склад	0,6065
16	Шум и вібрація	Енергія, екологія	0,5939
17	Скорочення шкідливих викидів від дизельного рухомого складу	Енергія, екологія	0,5847
18	ERTMS рівень 2/3 (GSM): Економічна рентабельність для вантажного транспорту	Інтелектуальні системи	0,5687

19	Взаємодія між залізничними енергетичними системами і інтелектуальними енергосистемами	Енергія, екологія	0,5306
20	Враження клієнта	Система як ціле	0,4306

Аналізуючи 6 найбільш пріоритетних напрямів досліджень, можна виділити закономірність з найбільшою концентрацією і затребуваністю напрямків у рамках наукових кластерів «Інфраструктура» та «Рухомий склад». Експерти-фахівці визначають надійну і безпечну роботу інфраструктури та рухомого складу як основу ефективного функціонування залізничного транспортного комплексу.

Ефективність гальмових засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускної і провізної спроможності залізних доріг. Від властивостей і стану гальмового обладнання рухомого складу в значній мірі залежить безпека руху.

На основі проведеного комплексного аналізу експериментальних та теоретичних досліджень, висвітленого в роботах [21, 22, 23, 24, 25], визначено, що однією з найважливіших проблем гальмових пристроїв є підтримання поверхневих температур їх пар тертя в певних межах. Перевищення допустимих температур фрикційних поверхонь призводить до втрати ними зносо-фрикційних властивостей, спостерігається дестабілізація експлуатаційних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя, гальмового моменту, механічних і теплових деформацій, зносу і т.д.) гальмових пристроїв. Зважаючи на це, доцільно для забезпечення вимог щодо стабілізації температури фрикційної пари гальм застосовувати нові перспективні методи адаптивного охолодження, керування вентиляцією та самовентиляцією гальм.

1.2 Методи терморегулювання гальмівних поверхонь тертя

Ефективність роботи фрикційних елементів гальмівної системи рухомого складу в значній мірі впливає на безпеку руху, можливість

підвищення швидкості, відповідно, на збільшення провізної і пропускнує спроможності залізниці. Ефективне гальмування поїзда залежить від коефіцієнта тертя, на який впливають температурні зміни трибоконтакті. Отже, аналіз і класифікація існуючих і перспективних методів стабілізації температурних режимів в зоні взаємодії фрикційних елементів гальмівної системи є важливим питанням сучасного локомотивобудування.

У гальмівних пристроях однією з найважливіших проблем є підтримання поверхневих температур їх пар тертя в певних межах. Особливо це стосується матеріалів накладок, які при досягненні граничної температури втрачають свої зносо-фрикційні властивості через вигорання з них сполучних компонентів, і в кінцевому підсумку, спостерігається дестабілізація експлуатаційних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя, гальмівного моменту, механічних і теплових деформацій, зносу і т.д.) гальмівних пристроїв. У цих умовах для забезпечення вимог до стабілізації температури до її допустимої величини для матеріалів фрикційної накладки необхідна спеціальна система терморегулювання [26].

Відомі різні способи реалізації терморегулюючої і енергорозсіюючої функцій в гальмівних системах. Їх можна розглядати в рамках наступної класифікації (рисунок 1.2)

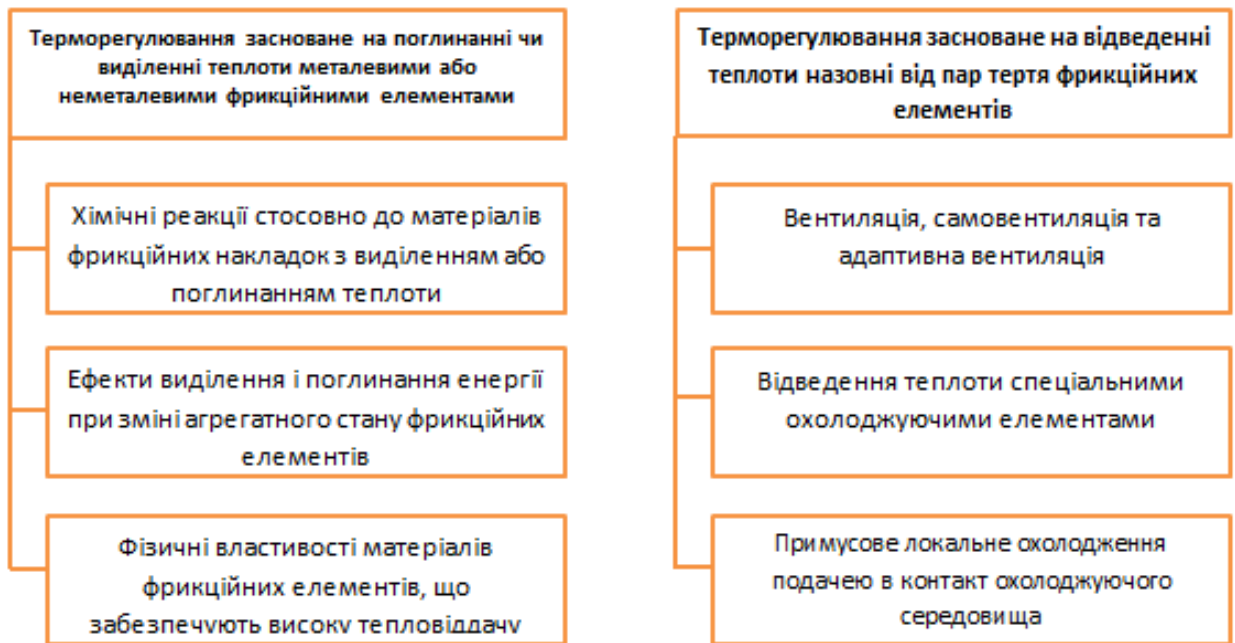


Рисунок 1.2 – Способи реалізації терморегулюючої і енергорозсіюючої функцій в гальмівних системах

1. Терморегулювання засноване на поглинанні або виділенні теплоти металевими або неметалевими фрикційними елементами гальмівних пристроїв

У цьому випадку можуть бути використані:

1.1. Хімічні реакції стосовно до матеріалів фрикційних накладок з виділенням або поглинанням теплоти.

В якості прикладу можна навести конструкцію гальмівної колодки [27], забезпеченої вставками з газоутворюючих матеріалів – порофорів. При гальмуванні залізничного рухомого складу колодки притискаються до колеса або диска. Під дією високої температури в колодці починається процес термічного розкладання елементів з порофору, що призводить до виділення з великою швидкістю великої кількості газових продуктів. Одним з основних продуктів розкладання є азот, який взаємодіє з тонкими поверхневими шарами фрикційних елементів. Це забезпечує ефективне охолодження і позитивно впливає на фрикційні властивості пари тертя - підвищує коефіцієнт зчеплення, зміцнює і стабілізує поверхню матеріалів, тим самим, підвищуючи їх

довговічність і зносостійкість.

1.2. Ефекти виділення і поглинання енергії при зміні агрегатного стану фрикційних елементів (плавлення, випаровування, сублімації, кристалізації і т.д.).

1.3. Фізичні властивості матеріалів фрикційних елементів, що забезпечують високу тепловіддачу.

Згідно [28], додавання в конструкцію гальмівного диска шару міді товщиною 2 мм дозволяє знизити температуру нагрівання до 50% порівняно з монолітним сталевим гальмівним диском. Відтік теплоти в біметалічну поверхню гальмівного диска значно вище, ніж у вентильований чавунний і монолітний сталевий, що підтверджує доцільність розробки обраного підходу. Аналіз даних про зміну коефіцієнта тертя в процесі тертя показує суттєве зростання цього показника по мірі збільшення температури розігріву контактної поверхні металевого диска. Використання тепловідвідних вставок сприяє стабілізації коефіцієнта тертя, зростання якого за один цикл випробувань без мідної вставки становить 117%, в той час як з мідною вставкою всього 60%.

Серед фрикційних матеріалів останнього покоління, які можуть використовуватися в високонавантажених системах гальмування, є матеріали з керамічною матрицею. Завдяки високій твердості і стійкості до абразивного зносу, поширення одержали матеріали з карбідокремнієвою матрицею, армованою вуглецевими чи іншими типами волокон. Вони мають відносно малу щільність, що дозволяє зменшити вагу вузла, високою зносостійкістю в різних середовищах, здатністю поглинати велику кількість теплової енергії, високою робочою температурою і стійкістю до термічного удару.

2. Терморегулювання засноване на відвід теплоти назовні від пар тертя фрикційних елементів.

2.1. Вентиляція, самовентиляція та адаптивна вентиляція.

Одне з рішень проблеми охолодження дискового гальма, яке широко застосовується на практиці, - конструкція гальмівного диска, що передбачає

вентиляційні лопатки (вінець), які при обертанні створюють циркуляцію повітря, спрямовану від вхідних отворів центральній частині дисків до його периферії, забезпечуючи самовентиляцію під час руху. Цей спосіб охолодження доповнюється і коригується різними конструктивними рішеннями. Наприклад, на роторі гальмівного диска поперечні охолоджуючі вентиляційні ребра виконані розташованими не радіально, а по дотичній до зовнішньої частини маточини ротора та мають опорні радіальні виступи, тобто мають нове розташування і форму, завдяки чому з'являються нові властивості, такі як збільшення (приблизно на 40%) їх контактуючої поверхні з охолоджуючим повітрям, підвищення надійності кріплення [29]. Зазначені властивості дозволяють більш інтенсивно охолоджувати гальмівний диск при роботі і більш ефективно здійснювати гальмування.

В автомобільному дисковому гальмі через недостатнє охолодження гальмівного диска під час руху, було запропоновано підвести до нього труби, з'єднані з карбоновими направляючими, які є частиною переднього бампера. Саме з них подається потік повітря для постійного охолодження гальмівних дисків.

2.2. Відведення теплоти спеціальними охолоджуючими елементами.

Відома [30] система охолодження барабанно-колодкового гальма транспортного засобу, в якій теплопровідні накладки колодок з'єднані між собою теплоізолюваним теплопроводом. Останній з допомогою основного теплоізолюваного теплопроводу з'єднаний з верхнім бачком радіатора системи охолодження двигуна або з теплообмінником, виконаного у вигляді радіатора з розвиненою сітки поверхнею, який встановлюється на кабіні транспортного засобу. Одним з варіантів системи є підключення кожної теплопровідної накладки колодки за допомогою теплоізолюваного теплопроводу з торообразною тепловою трубкою з ребрами. Найбільш простим конструктивним рішенням є застосування пустотілих кріпильних гвинтів (кріплять накладки до основи колодки), заповнених теплоносієм і виконуючих функції теплової трубки. Зверху головки гвинтів з'єднані між

собою теплопровідними перемичками, а знизу – ребристими трубопроводами.

2.3. Примусове локальне охолодження подачею в контакт охолоджуючого середовища.

Управління зчепленням трибологічної системи «диск-накладка» та «колесо-колодка-рейка» за рахунок керування і контролю локально-механічної температурної складової в залежності від фрикційних умов контакту. Прикладом є пристрій безконтактного керування фрикційною взаємодією у двоточковому контакті колеса з рейкою, що містить компресор, електропневматичний вентиль, систему примусового підігріву та нагнітання стисненого повітря, яке через профільоване сопло подається в зону контакту колеса з рейкою, та забезпечено блоком керування, з'єднаним з електропневматичним вентиляем, а як система примусового підігріву та нагнітання стисненого повітря використовується вихрова трубка Ранка-Хілша, яка з'єднана теплоізольованими трубопроводами з профільованими соплами, які направлені в зону контакту колеса з рейкою та на гребінь колеса [31, 32].

1.3 Експертне оцінювання методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем

Гальмівна система являє собою складну технічну систему, якість функціонування якої визначається багатьма критеріями: функціональними, надійнісними, вартісними, енергетичними, ресурсними, часовими, технічними, соціальними, екологічними і т. д. Створення гальмівних елементів є багатокритеріальною, статистичною, недетермінованою задачею прийняття рішення. Серед безлічі варіантів конструктивного виконання, необхідно вибирати найбільш прийнятну.

Теорія прийняття рішень зазвичай використовується для вибору найкращого варіанта (альтернативи) серед усіх можливих відносно заданого критерію оптимальності в умовах певної невизначеності, яка потребує уточнення положення, в результаті чого нові постановки задачі прийняття

рішень, а також різноманітність і вдосконалення методів вирішити цю проблему. На практиці застосовуються різні методи теорії прийняття рішень, кожен з них діє по відношенню до певних критеріїв.

З дослідження наукових праць вітчизняних [33, 34] і закордонних [35, 36, 37] авторів можна виділити основні типи методів:

– *аксіоматичні*: вимірювання корисності альтернатив розглядається за послідовними кроками, які підтверджують справедливість вибору певних аксіом, забезпечуючи можливість використання функції корисності;

– *прямі*: форма залежності результуючої корисності альтернативи від її оцінок за багатьма критеріями задається без будь-яких теоретичних підстав (на відміну від аксіоматичних методів), а параметри цієї залежності або задаються, або безпосередньо оцінюються особою, яка приймає рішення;

– *методи компенсації* включають в себе вписування в два окремих списки достоїнств і вад сформульованих альтернатив, які потім ретельно аналізують й виявляють такі вади, що можливо вважати еквівалентом певних достоїнств, й викреслюють їх зі списку;

– *метод порогів несправності*: зв'язок між будь-якою парою альтернатив визначається послідовністю бінарних відносин. «Сильним» бінарним відношенням відповідають жорсткі вимоги щодо переваг однієї альтернативи над іншою й, отже, виявлення значної кількості невідповідних альтернатив. Більш «сильною» є вимога повного домінування однієї альтернативи над іншою. Більш «слабке» бінарне відношення визначає умова, при якій, незважаючи на суперечливі оцінки, одна альтернатива наголошується кращою, ніж інша;

– *людино-машинні методи прийняття рішень*;

– *методи експертних оцінок*: організація роботи з фахівцями-експертами з обробкою їх думок, виражених у кількісній і/або якісній формі з метою підготовки інформації для прийняття рішень особою, яка приймає рішення.

Використання інформації, отриманої від фахівців, особливо доцільно, якщо для її збору, узагальнення та аналізу застосовуються спеціальні логічні прийоми та математичні методи обробки результатів, на яких основана система експертних оцінок. Це дозволяє зробити висновки про практичну корисність результатів опитування експертів в умовах реального розкиду значень відносної помилки від 1 % до 20 % та достовірності на рівні 60 % – 95%. Такий метод виявляється найбільш ефективним і дозволяє отримати адекватні результати.

Для дослідження питання оцінювання методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем використано метод експертних оцінок.

Метод експертних оцінок дозволяє працювати з недостатньо формалізованими і структурованими завданнями, для яких чітко не визначено алгоритми, властивості і відносини. Простота використання методу експертних оцінок, його гнучкість і можливість отримання необхідної інформації призвело до його використання для оцінки варіантів удосконалення елементів гальмівної системи для стабілізації температури в трибоконтактах. В групу експертів увійшли наукові та інженерно-технічні працівники університетів, депо і виробників елементів рухомого складу. Фактори оцінки інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи сучасного рухомого складу представлені на рисунку 1.3.

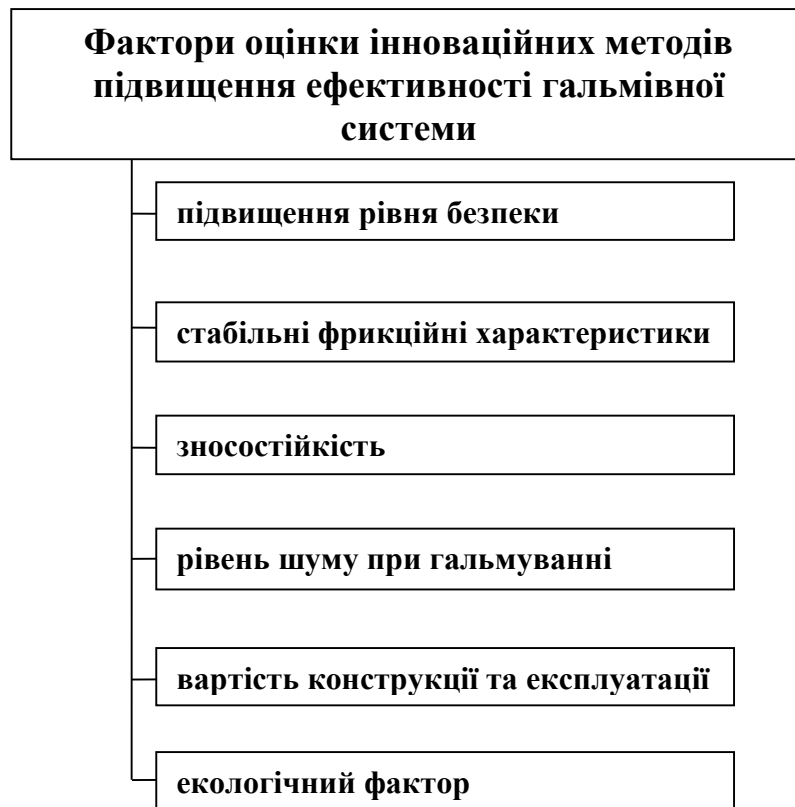


Рисунок 1.3 – Фактори оцінки інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи

Постановка задачі експертного оцінювання складається з визначення об'єкта дослідження, пропонованих експертам для оцінки об'єктів (факторів), визначення експертів та їхнього рангу компетентності. Експерти виконують оцінювання (ранжування) запропонованих об'єктів, після чого виконується математико-статичний аналіз результатів.

Дослідження з оцінювання методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем проводилося згідно до наступної схеми [38].

1. Об'єкт дослідження – гальмівні системи.
2. Кількість варіантів запропонованих експертам n .
3. В оцінці варіантів беруть участь m експертів.
4. Кожен експерт має свій ранг, який визначається рівнем його компетенції і джерелами аргументації оцінки.

5. Кожен експерт проводить якісною оцінку запропонованих варіантів.

6. Всі варіанти удосконалення гальмівних елементів повинні бути розподілені по їх значущості.

Обробка результатів експертного оцінювання здійснювалася за допомогою розробленої програми [39] (рисунок 1.4).



Факторы	Эксперт 1	Эксперт 2	Эксперт 3	Эксперт 4	Эксперт 5	Эксперт 6	Эксперт 7	Эксперт 8	Эксперт 9	Эксперт 10	Эксперт 11
Фактор 1	5	6	5	5	4	5	6	4	5	5	4
Фактор 2	7	7	6	6	6	7	7	7	6	7	7
Фактор 3	4	4	4	4	4	5	5	4	4	5	4
Фактор 4	3	3	4	3	3	2	3	4	3	4	3
Фактор 5	4	5	3	5	4	5	4	6	4	3	4
Фактор 6	2	4	3	2	3	4	4	3	3	4	4
Фактор 7	5	5	6	6	6	5	5	6	5	5	6

Проанализировать результаты экспертного оценивания

Рисунок 1.4 – Вікно програми з результатами експертного оцінювання

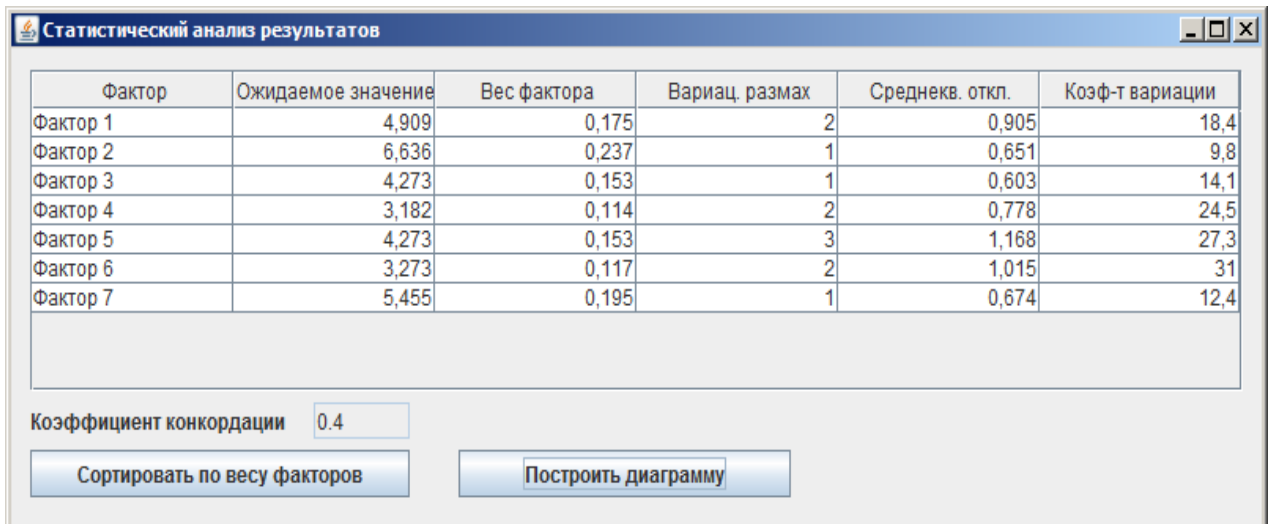
Оцінювані інноваційні методи підвищення ефективності гальмівної системи наступні:

- 1 – фрикційні елементи з порофоровими вставками;
- 2 – застосування ребер охолодження;
- 3 – використання теплорозсіюючого матеріалу;
- 4 – фрикційні елементи, в конструкції яких передбачені фазові переходи;
- 5 – подача повітря в контакт трибоелементів;
- 6 – очистка та охолодження доріжки кочення;
- 7 – подача охолоджуючого середовища в залежності від режиму руху.

На першому етапі роботи в програмі визначається кількість експертів і факторів, які беруть участь у даному оцінюванні. Також можна дати назву кожному з експертів та факторів. Далі необхідно ввести результати експертного оцінювання.

Кожен з експертів оцінює всі фактори таким чином, що найнижча оцінка може дорівнювати 1, а найвища – кількості факторів, які розглядаються у даному оцінюванні. Якщо кожен експерт оцінює всі фактори різними числами (рангами) від 1 до кількості факторів, розглядається порядкова шкала оцінювання. Якщо експерти оцінюють фактори довільними числами з цього діапазону, має місце інтервальна шкала оцінювання.

На формі результатів статистичного аналізу (рисунок 1.5) містяться наступні дані: очікуване значення кожного з факторів, вага, варіаційний розмах, середньоквадратичне відхилення, коефіцієнт варіації та коефіцієнт конкордації експертів.



Фактор	Ожидаемое значение	Вес фактора	Вариаци. размах	Среднекв. откл.	Козф-т вариации
Фактор 1	4,909	0,175	2	0,905	18,4
Фактор 2	6,636	0,237	1	0,651	9,8
Фактор 3	4,273	0,153	1	0,603	14,1
Фактор 4	3,182	0,114	2	0,778	24,5
Фактор 5	4,273	0,153	3	1,168	27,3
Фактор 6	3,273	0,117	2	1,015	31
Фактор 7	5,455	0,195	1	0,674	12,4

Коефициент конкордации

Рисунок 1.5 – Статистичний аналіз результатів

Фактори в таблиці можна впорядкувати за їхньою вагою та побудувати діаграму. Діаграма відображує очікувані значення всіх факторів (рисунок 1.6). Також на формі міститься легенда, яка пояснює позначення на діаграмі. Фактори впорядковані так, як було зазначено на попередній формі.

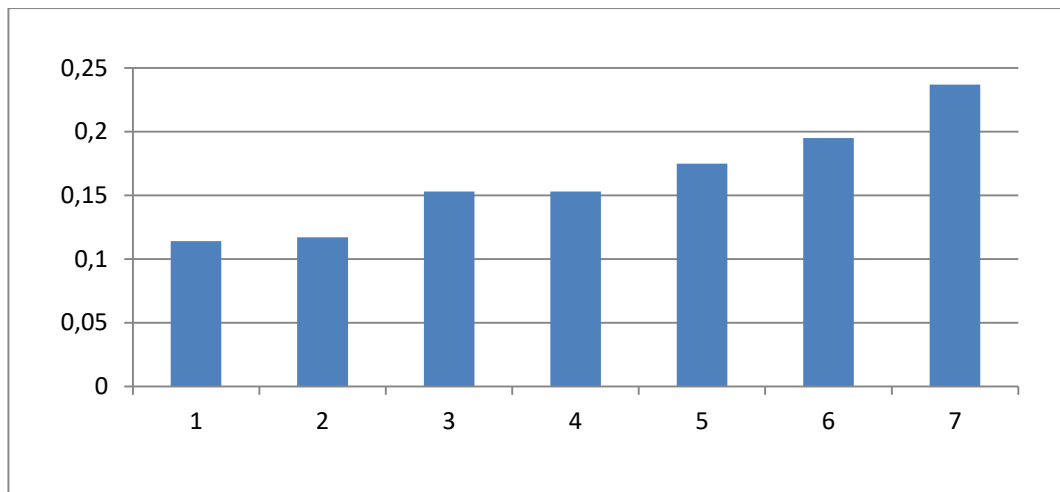


Рисунок 1.6 – Результати аналізу пріоритетних напрямків керування фрикційним контактом

За думкою кожного з j експертів ($j = 1-m$) певний фактор i ($i = 1-n$) має вплив різного ступеню на об'єкт дослідження.

Стосовно ступеня впливу, визначеного експертом, здійснюється ранжирування факторів x_{ji} , результати якого представляють у вигляді матриці у табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати експертного оцінювання

Експерт	Фактори						
	ІМ1	ІМ2	ІМ3	ІМ4	ІМ5	ІМ6	ІМ7
1	3	2	4	4	5	5	7
2	3	4	4	5	6	5	7
3	4	3	4	3	5	6	6
4	3	2	4	5	5	6	6
5	3	3	4	4	4	6	6
6	2	4	5	5	5	5	7
7	3	4	5	4	6	5	7
8	4	3	4	6	4	6	7
9	3	3	4	4	5	5	6
10	4	4	5	3	5	5	7
11	3	4	4	4	4	6	7

Узгодженість думок експертів в цьому випадку визначається за допомогою коефіцієнта конкордації. Переконавшись в узгодженості думок експертів, будемо діаграму рангів. При побудові цієї діаграми по осі абсцис відкладено суми рангів, а по осі ординат – фактори. Отримана діаграма рангів

представлена на рисунку 1.6. Ступінь впливу факторів на об'єкт дослідження оцінюється за величиною суми рангів: чим більше сума рангів певного фактора, тим більший вплив здійснює цей фактор на об'єкт дослідження.

Нехай x_{ij} – оцінка фактора i , дана j -им експертом. Тоді вага i -го об'єкта, підрахована за оцінками всіх експертів (w_i), дорівнює:

$$w_i = \frac{\sum_{j=1}^m w_{ij}}{m}, i = \overline{1, n}, \quad (1.1)$$

де w_{ij} – вага i -го об'єкта, визначена за оцінками j -го експерта, дорівнює:

$$w_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sum_{i=1}^n x_{ij}}, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, m} \quad (1.2)$$

У разі участі в опитуванні декількох експертів розбіжності в їх оцінках неминучі, проте величина розбіжності має важливе значення. Групова оцінка може вважатися достатньо надійною тільки за умови гарної узгодженості відповідей окремих фахівців.

Для аналізу розкиду і узгодженості оцінок застосовуються статистичні характеристики – міри розкиду.

Варіаційний розмах:

$$R = x_{\max} - x_{\min}, \quad (1.3)$$

де x_{\max} – максимальна оцінка об'єкта; x_{\min} – мінімальна оцінка об'єкта.

Середнє квадратичне відхилення, обчислюване за відомою формулою:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m (x_j - \bar{x}_j)^2}{m-1}}, \quad (1.4)$$

де x_j – оцінка, дана j -им експертом; m – кількість експертів.

Коефіцієнт варіації, який зазвичай виражається у відсотках:

$$V = \frac{\sigma}{\bar{x}_j} \cdot 100\% \quad (1.5)$$

Результати статистичного аналізу наведені у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Результати статистичного аналізу

Показник	Фактори						
	ІМ1	ІМ2	ІМ3	ІМ4	ІМ5	ІМ6	ІМ7
Очікуване значення	4,273	3,273	4,273	4,273	4,909	5,455	6,636
Вага фактора	0,153	0,117	0,153	0,153	0,175	0,195	0,237
Варіаційний розмах	1	2	3	1	2	1	1
Середньокв. відхилення	0,603	1,015	1,168	0,603	0,905	0,674	0,651
Коефіцієнт варіації	14,1	31	27,3	14,1	18,4	12,4	9,8

Виходячи з отриманих значень, можемо зробити висновок про задовільну узгодженість оцінок експертів.

З аналізу опитування встановлено, що найбільш перспективним методом підвищення ефективності керування фрикційним контактом є подача охолодженого повітря в залежності від режиму руху. Даний метод отримав найбільший ранг 0,237. Також важливим фактором для без'юзового гальмування є очистка та охолодження доріжки кочення (ранг 0,195).

Згідно ранжування, важливе значення має застосування колодок, в яких запроваджено матеріали з фазовим переходом, що дозволяє провести відбір теплоти від контакту миттєво. Застосування порофорових вставок в конструкції колодки також дозволяє охолодити контакт за рахунок утворення при терті охолоджуючого газу. Значущим технічним рішенням є застосування теплорозсіюючих матеріалів в конструкції гальмівних систем. Така конструкція дозволяє постійно проводити відтік тепла від поверхні тертя. При подачі додатково потоку повітря на теплорозсіюючий матеріал можна досягти більшої ефективності стабілізації температури.

1.4 Аналіз можливостей управління теплофрикційною навантаженістю локального трибологічного контакту

Серед всіх існуючих передач тертям (муфти зчеплення, варіатори, ремінні передачі і т.п.) найбільш специфічні умови експлуатації має фрикційна передача колесом локомотива сили тяги або гальмування.

Специфіка взаємодії коліс з рейками має кілька аспектів. По-перше, в контакт колеса з рейкою потрапляють частинки речовин, що мають різне походження:

- кліматичне (опале листя, волога, навколишня температура);
- технологічне (баластний камінь, продукти корозії, мастильні матеріали);
- продукти зносу коліс, рейок, гальмівних колодок;
- вантажі (нафта, вугілля, крупи тощо).

По-друге, на фрикційні умови контактування коліс із рейками може надаватися активний вплив (подача абразивних матеріалів, активаторів тертя, лубрикація). Ще однією особливістю роботи колісних пар є їх багатофункціональність. Колісні пари забезпечують:

- спирання і напрямок рухомого складу під час руху по рейковому шляху;

- передачу тягового (гальмівного) зусилля;
- пропускання тягових струмів в землю.

Всі ці функції реалізуються при контактуванні коліс з рейками, причому різні функції реалізуються в різних зонах поверхні тертя, як колеса, так і рейки. Тому система «колесо-рейка» являє собою поєднання двох пар тертя «фрикційної» і «антифрикційної» [40].

Як відомо, реалізація сили тяги (гальмування) супроводжується ковзанням коліс відносно рейок. Це призводить до того, що частина потужності локомотива витрачається не на тягу, а на розігрів і руйнування (знос) поверхонь в зоні контакту. Тому більш коректним є використання, крім рівня зчеплення, ще й гадки ККД передачі, вперше сформульоване в роботі [41]. У ній запропоновано такий вираз для визначення ККД:

$$\eta = \frac{W_n}{W_{заг}} = \frac{F_{зч} \cdot V_l}{(F_{зч} \cdot V_l + F_{зч} \cdot V_k)} = \frac{1}{1 + \frac{V_{ск}}{V_l}}, \quad (1.6)$$

де η – ККД передачі; W_n – корисна потужність; $W_{заг}$ – загальна потужність; $F_{зч}$ – сила зчеплення колеса з рейкою; V_l – швидкість руху локомотива; V_k – швидкість ковзання колеса щодо рейки.

Одним з фундаментальних понять, які використовуються для опису процесу зчеплення коліс з рейками, є поняття «характеристика зчеплення» – залежність коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання $\psi = f(|\varepsilon|)$. З огляду на те, що $\varepsilon = V_k/V_l$, доцільно провести перетворення формули (1.6) до наступного вигляду:

$$\eta = \frac{1}{1 + \varepsilon}. \quad (1.7)$$

З рисунку 1.7 випливає, що у всіх випадках використання піску

збільшує коефіцієнт зчеплення і зменшує ковзання, що призводить до зростання ККД. Але при цьому є «побічний ефект» - збільшення опору руху (до 12% [42]). Втім, при гальмуванні цей ефект можна вважати позитивним [43, 44].

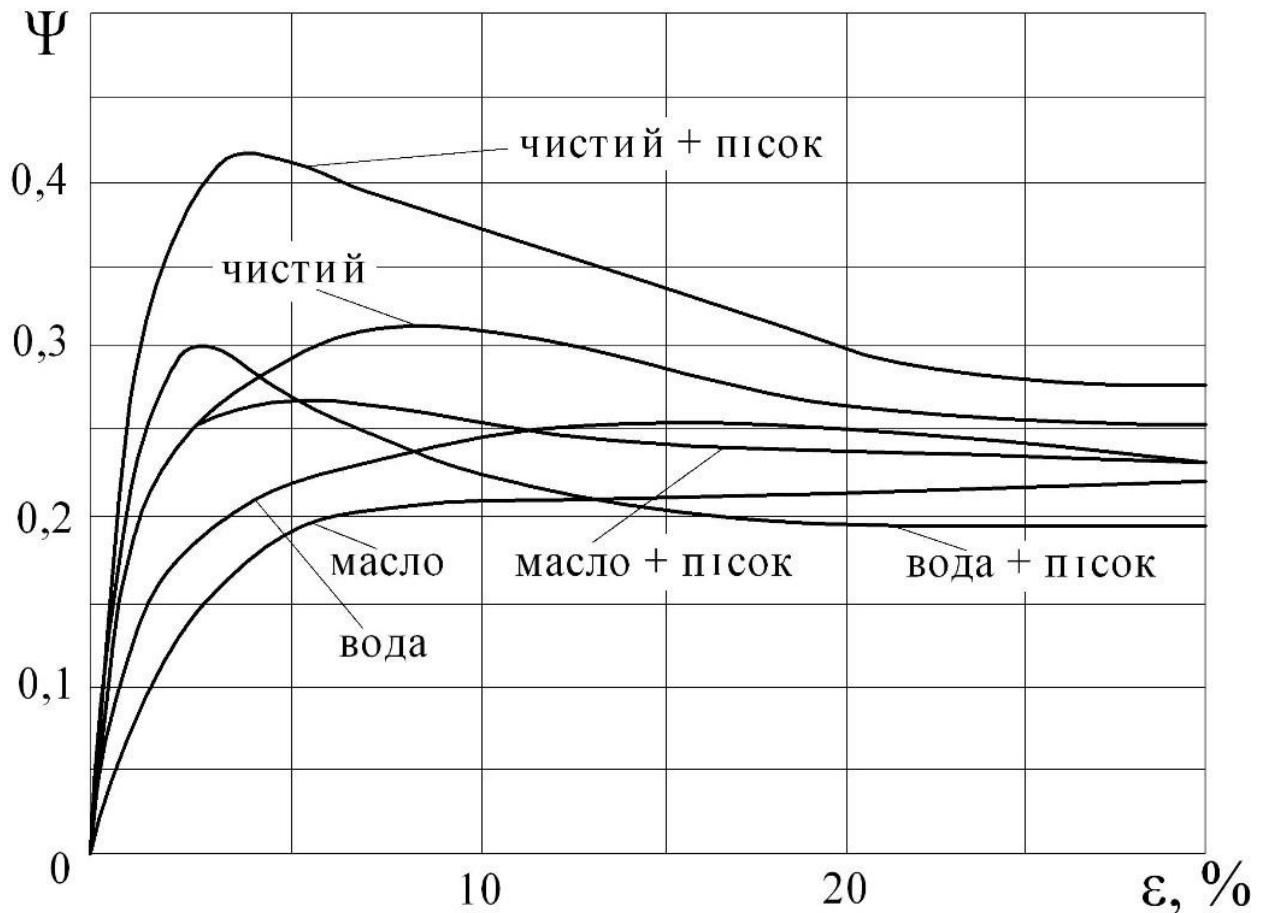


Рисунок 1.7 – Характеристики зчеплення при різних умовах контактування колеса з рейкою

Використовуючи формулу (1.7) і залежності, представлені на рисунку 1 визначимо ККД передачі при різних фрикційних станах. Розглянемо реалізацію локомотивом сили тяги відповідну двома рівнями коефіцієнта зчеплення 0,2 і 0,25. Результати розрахунків зведені в таблицю 1.4.

На підставі отриманих результатів можна сформулювати вимоги до фрикційному взаємодії в системі «колесо-рейка»: забезпечення стабільно високого коефіцієнта зчеплення при одночасному забезпеченні максимально

можливого ККД і мінімізації величини опору руху з урахуванням режимів і параметрів руху (тяга, гальмування, вибіг, швидкість руху і т.п.).

Таблиця 1.4 – ККД передачі «колесо-рейка» при різних фрикційних умовах контактування

Фрикційні умови	Ковзання, %		КПД, %	
	0,2	0,25	0,2	0,25
Чисті поверхні	0,9	2,5	0,991	0,975
Вода	3,5	12,1	0,966	0,892
Мастило	6,5	-	0,939	-
Вода + пісок	0,7	1,5	0,993	0,985

З огляду на сказане необхідно провести аналіз методів активного впливу на фрикційні властивості трибосистеми «колесо-рейка» [45]. Поліпшення умов взаємодії системи «колесо-рейка» досягається шляхом вдосконалення конструкції локомотивів, профілактичними заходами і безпосереднім впливом на фрикційні властивості поверхонь коліс і рейок при їх експлуатації [46, 47].

На підставі проведеного аналізу теоретичних і експериментальних досліджень фрикційного контакту встановлено, що управління механічною складовою недостатньо для досягнення стабільно високих зчіпних якостей трибологічних вузлів. Недостатньо вивченим є питання впливу температури на стабілізацію коефіцієнта тертя. Встановлено, що при досягненні температури в металевому контакті від 200 до 400°C змінюються міцнісні властивості поверхневого шару. Тому пропонується управління зчепленням трибологічної системи «диск-накладка» та «колесо-колодка-рейка» за рахунок керування і контролю локально-механічної температурної складової в залежності від фрикційних умов контакту.

Висновки по розділу 1

На підставі проведеного аналізу сучасного стану проблеми керування гальмівним фрикційним контактом сформульовані мета і задачі дослідження.

Ефективність гальмових засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускної і провізної спроможності залізних доріг. Від властивостей і стану гальмового обладнання рухомого складу в значній мірі залежить безпека руху.

В умовах забезпечення вимог до стабілізації температури до її допустимої величини для матеріалів фрикційної накладки необхідна спеціальна система терморегулювання. У роботі розглянуті основні способи реалізації терморегулюючої і енергорозсіюючої функцій в гальмівних системах.

З результату аналізу опитування, при проведенні експертного оцінювання, встановлено, що найбільш перспективним методом підвищення ефективності керування фрикційним контактом є подача охолодженого повітря в залежності від режиму руху. Важливе значення, згідно ранжування, має застосування колодок, в яких запроваджено матеріали з фазовим переходом, що дозволяє провести відбір теплоти від контакту миттєво.

По результатам проведеного аналізу теоретичних і експериментальних досліджень фрикційного контакту встановлено, що управління механічною складовою недостатньо для досягнення стабільно високих зчіпних якостей трибологічних вузлів. Пропонується управління зчепленням трибологічної системи «диск-накладка» та «колесо-колодка-рейка» за рахунок керування і контролю локально-механічної температурної складової в залежності від фрикційних умов контакту [48,49, 50, 51, 52].

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЛЬМІВНОЇ ПЕРЕДАЧІ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ ПОЇЗДА

Гальмо залізничного рухомого складу є комплексом пристроїв, що створюють штучний опір руху поїзда при регулюванні його швидкості або зупинці.

Кочення сталевих коліс по сталевими рейками характеризується порівняно низькими (порівняно, наприклад, з коченням автомобільного колеса по дорожньому покриттю) коефіцієнтами зчеплення, величина яких змінюється в залежності від стану та забрудненості колії. Технічні характеристики гальмівних пристроїв, які, як правило, використовують властивість зчеплення коліс з рейками, повинні, з одного боку, відповідати вимогам безпеки руху та забезпечувати встановлені величини гальмівних колій; з іншого боку, гальмування повинне відбуватися без перевищення гальмівної сили над силою зчеплення коліс з рейками, тому що в іншому випадку відбувається пошкодження коліс. Залізничні гальма, що використовують поверхню кочення коліс як фрикційну, не повинні суттєво скорочувати термін служби коліс і самі повинні мати високу зносостійкість і незалежність характеристик від кліматичних умов.

Специфіка експлуатації залізниць України – їх велика протяжність, обіг рухомого складу в малонаселених областях зі складними кліматичними умовами – вимагає максимальної надійності, довговічності гальмівного обладнання за мінімальних витрат висококваліфікованої праці на його обслуговування і ремонт.

Успішному вирішенню цих завдань сприяє застосування композиційних гальмівних колодок, що мають значно більший термін служби, ніж чавунні колодки, та автоматичних регуляторів гальмівного важеля, які практично виключають необхідність у трудомістких ручних операціях регулювання. У повітророзподільниках замість металевих деталей,

що притираються, використовуються гумові ущільнювачі, що володіють високими технічними властивостями при мінімальних витратах на ремонт, який гранично спрощений і полягає практично в заміні та мастилі.

2.1 Розрахунок колодкового гальма 4-х вісного рефрижераторного вагона

Розрахунок колодкового гальма включає визначення допустимого натискання гальмівної колодки, вивід формули передавального числа гальмівної передачі важеля, визначення діаметра гальмівного циліндра, вибір повітряної частини гальмівної системи, визначення подачі (продуктивності) компресора і об'єму головних резервуарів.

2.1.1 Визначення допустимого натискання гальмівної колодки

Для створення ефективної гальмівної системи сила натискання гальмівної колодки на колесо повинна забезпечувати реалізацію максимальної сили зчеплення колеса з рейкою і виключати можливість появи юза при гальмуванні. Це положення в колодковому гальмі виконується за граничних умов, що відповідають сухим і чистим рейкам, і аналітично виражаються рівнянням [53]:

$$K \cdot \varphi_K = 0,85 \cdot \psi_K \cdot P_K, \quad (2.1)$$

де K – допустима сила натискання колодки на колесо, кН;

φ_K – дійсний коефіцієнт тертя гальмівної колодки об колесо;

0,85 – коефіцієнт, що враховує розвантаження задньої колісної пари;

ψ_K – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою при гальмуванні;

P_K – статичне навантаження на колесо, віднесене до однієї гальмівної колодки, кН.

$$P_K = \frac{P_o \cdot g}{2 \cdot z \cdot m_K}, \quad (2.2)$$

де P_o – облікова вага вагона, транспортний засіб, тс;

z – кількість колісних пар (гальмівних осей) вагона;

$m_K = 2$ – кількість гальмівних колодок або їх секцій, що припадають одне колесо;

$g = 9,81 \approx 10 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

$$P_K = \frac{84 \cdot 10}{2 \cdot 4 \cdot 2} = 52,5 \text{ кН},$$

Підставляючи у формулу значення коефіцієнта тертя, отримаємо для чавунних колодок:

$$K \cdot \left(0,6 \cdot \frac{1,6 \cdot K + 100}{8 \cdot K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100} \right) = 0,85 \cdot \psi_K \cdot P_K, \quad (2.3)$$

де $V = 7 \text{ км/год}$ – розрахункова швидкість руху екіпажу за недопущення юза, км/год.

Після перетворень рівняння набуде вигляду:

$$0,016 \cdot (V + 100) \cdot K^2 + (V + 100 - 0,567 \cdot (V + 20) \cdot \psi_K \cdot P_K) \cdot K - 7,083 \cdot (V + 20) \cdot \psi_K \cdot P_K = 0 \quad (2.4)$$

Навантаження від колісної пари на рейки визначається з виразу:

$$q_0 = \frac{P_y \cdot g}{z} = \frac{84 \cdot 10}{4} = 210 \text{ кН} \quad (2.5)$$

Для значення $q_0=210$ кН шляхом інтерполяції для швидкості недопущення юза 7 км/год знаходимо:

$$\psi_k = 0,132$$

Підставляючи рівняння значення, отримаємо:

$$0,016 \cdot (7 + 100) \cdot K^2 + (7 + 100 - 0,567 \cdot (7 + 20)) \cdot 0,132 \cdot 52,5 \cdot K - 7,083 \cdot (7 + 20) \cdot 0,132 \cdot 52,5 = 0$$

$$1,71 \cdot K^2 + 0,91 \cdot K - 1325,3 = 0,$$

$$K^2 + 0,53K - 775,03 = 0,$$

$$K_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a},$$

$$K_1 = \frac{-0,53 + \sqrt{0,53^2 - 4 \cdot (-775,03)}}{2} = 27,575 \text{кН},$$

$$K_2 = \frac{-0,53 - \sqrt{0,53^2 - 4 \cdot (-775,03)}}{2} = -28,105 \text{кН},$$

Отриману допустиму силу натискання гальмівної колодки перевіряємо виходячи з вимог теплового режиму пар, що труться, за виразом:

$$\frac{K}{F_k} \leq [\Delta P_{\text{ПТ}}], \quad (2.6)$$

де F_k – номінальна площа тертя гальмівної колодки, см^2 , $F_k = 305 \text{см}^2$;

$[\Delta P_{пт}]$ – допустимий питомий тиск на гальмівну колодку, Н/см²,
 $[\Delta P_{пт}] = 130$.

$$\frac{27575H}{305\text{см}^2} = 90,41 \leq 130 \text{Н} / \text{см}^2,$$

Приймаємо $K_{\text{доп}} = 27,575$ кН.

2.1.2 Виведення формули та визначення передавального числа гальмівної передачі важеля

Передавальне число гальмівної важільної передачі (ПЧГВП) – безрозмірна величина. Визначається як відношення теоретичної суми сил натискання гальмівних колодок, що приводяться в дію від одного гальмівного циліндра, до зусилля на його штоку. ПЧГВП показуємо, скільки разів за допомогою важелів гальмівної передачі збільшується сила, що розвивається штоком поршня гальмівного циліндра.

При виведенні формули ПЧГВП використовується розрахункова схема важільного передачі, що знаходиться в стані рівноваги, в якій після гальмування всі важелі займають перпендикулярне положення щодо тяг. Тому необхідно відповідно викреслювати в масштабі задану схему важеля, на якій показати діючі сили і розміри плечей важелів. Крім того, схему слід доповнити технічною характеристикою (допустима, дійсна, розрахункова сили натискання гальмівної колодки, діаметр гальмівного циліндра, тиск повітря в гальмівному циліндрі, розрахунковий коефіцієнт натискання гальмівних колодок).

ПЧГВП визначається із співвідношення довжин плеч ведучих і ведених важелів. Важелі, що застосовуються для передачі зусилля в важелях, бувають першого і другого роду. Ведучим є плече від осі обертання важеля до місця застосування сили. Веденим називається плече від осі обертання

важеля до місця передачі зусилля. При цьому розглядають передачу зусилля зі штока гальмівного циліндра через елементи важеля передачі на гальмівні колодки, використовуючи рівняння статки, тобто рівності моменту сил щодо того чи іншого шарніра важільної передачі.

На підставі рівності моментів сил щодо того чи іншого шарніру запишемо [54]:

Для 1-ї колодки:

$$\sum M_A = 0; P_{ум} \cdot a = P_1 \cdot b; P_1 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b};$$

$$\sum M_B = 0; P_1 \cdot z = P_2 \cdot (v + z); P_2 = P_1 \cdot \frac{(v + z)}{z};$$

$$\sum M_B = 0; P_3 \cdot e = P_2 \cdot (d + e); P_3 = P_2 \cdot \frac{(d + e)}{e};$$

$$\sum M_G = 0; P_4 \cdot (d + e) = P_3 \cdot d; P_4 = P_3 \cdot \frac{d}{(d + e)};$$

Напрямок сили P_4 утворює кут α з напрямком радіуса, що проходить через центр колеса і середину гальмівної колодки, тобто із напрямком нормального руху колодки. Величина сили натискання на першу гальмівну колодку [55]:

$$K_1 = P_4 \cdot \cos \alpha.$$

$$K_1 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v + z} \cdot \frac{d}{e} \cdot \cos \alpha$$

$$K_1 = P_{ум} \cdot \eta_{pn} \cdot n_1,$$

$$P_{ум} \cdot \eta_{pn} \cdot n_1 = P_4 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{\partial}{e} \cdot \cos\alpha$$

Для 2-ї колодки:

$$\sum M_A = 0; P_{ум} \cdot a = P_1 \cdot b; P_1 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b};$$

$$\sum M_B = 0; P_1 \cdot z = P_2 \cdot (v+z); P_2 = P_1 \cdot \frac{(v+z)}{z};$$

$$\sum M_B = 0; P_3 \cdot e = P_2 \cdot (\partial+e); P_3 = P_2 \cdot \frac{(\partial+e)}{e};$$

$$\sum M_G = 0; P_5 \cdot (ж+z) = P_3 \cdot ж; P_5 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{(\partial+e)}{e} \cdot \frac{ж}{(z+ж)};$$

Напрямок сили P_5 утворює кут α з напрямком радіуса, що проходить через центр колеса і середину гальмівної колодки, тобто із напрямком нормального руху колодки. Величина сили натискання на другу гальмівну колодку:

$$K_2 = P_5 \cdot \cos\alpha.$$

$$K_2 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{(\partial+e)}{e} \cdot \frac{ж}{(z+ж)} \cdot \cos\alpha;$$

$$K_2 = P_{ум} \cdot \eta_{pn} \cdot n_2,$$

$$P_{ум} \cdot \eta_{pn} \cdot n_2 = P_5 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{(\partial+e)}{e} \cdot \frac{\mathcal{J}}{(3+\mathcal{J})} \cdot \cos\alpha$$

Для 3-ї колодки:

$$\sum M_A = 0; P_{ум} \cdot a = P_1 \cdot b; P_1 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b};$$

$$\sum M_B = 0; P_1 \cdot z = P_2 \cdot (v+z); P_2 = P_1 \cdot \frac{(v+z)}{z};$$

$$\sum M_B = 0; P_3 \cdot e = P_2 \cdot (\partial+e); P_3 = P_2 \cdot \frac{(\partial+e)}{e};$$

$$\sum M_G = 0; P_6 \cdot (\mathcal{J}+3) = P_3 \cdot 3; P_6 = P_3 \cdot \frac{3}{(\mathcal{J}+3)};$$

$$\sum M_{\mathcal{J}} = 0; P_7 \cdot \kappa = P_6 \cdot (u+\kappa); P_7 = P_6 \cdot \frac{(u+\kappa)}{\kappa};$$

$$\sum M_H = 0; P_8 \cdot (u+\kappa) = P_7 \cdot u; P_8 = P_7 \cdot \frac{u}{(u+\kappa)};$$

Напрямок сили P_8 утворює кут α з напрямком радіуса, що проходить через центр колеса і середину гальмівної колодки, тобто із напрямком нормального руху колодки. Величина сили натискання на третю гальмівну колодку [56]:

$$K_3 = P_8 \cdot \cos\alpha.$$

$$K_3 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{(\partial+e)}{e} \cdot \frac{z}{(\mathcal{K}+z)} \cdot \frac{(u+\kappa)}{\kappa} \cdot \frac{u}{(u+\kappa)} \cdot \cos\alpha;$$

$$K_3 = P_{ум} \cdot \eta_{pn} \cdot n_3,$$

$$P_{ум} \cdot \eta_{pn} \cdot n_3 = P_8 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{(\partial+e)}{e} \cdot \frac{z}{(\mathcal{K}+z)} \cdot \frac{(u+\kappa)}{\kappa} \cdot \frac{u}{(u+\kappa)} \cdot \cos\alpha$$

Для 4-ї колодки:

$$\sum M_A = 0; P_{ум} \cdot a = P_1 \cdot b; P_1 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b};$$

$$\sum M_B = 0; P_1 \cdot z = P_2 \cdot (v+z); P_2 = P_1 \cdot \frac{(v+z)}{z};$$

$$\sum M_B = 0; P_3 \cdot e = P_2 \cdot (\partial+e); P_3 = P_2 \cdot \frac{(\partial+e)}{e};$$

$$\sum M_\Gamma = 0; P_6 \cdot (\mathcal{K}+z) = P_3 \cdot z; P_6 = P_3 \cdot \frac{z}{(\mathcal{K}+z)};$$

$$\sum M_{\mathcal{K}} = 0; P_7 \cdot \kappa = P_6 \cdot (u+\kappa); P_7 = P_6 \cdot \frac{(u+\kappa)}{\kappa};$$

$$\sum M_{II} = 0; P_9 \cdot (m+l) = P_7 \cdot m; P_9 = P_7 \cdot \frac{m}{(m+l)};$$

Напрямок сили P_9 утворює кут α з напрямком радіуса, що проходить через центр колеса і середину гальмівної колодки, тобто. із напрямком

нормального руху колодки. Величина сили натискання на четверту гальмівну колодку:

$$K_4 = P_9 \cdot \cos \alpha.$$

$$K_4 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{(\partial+e)}{e} \cdot \frac{z}{(\mathcal{J}+z)} \cdot \frac{(u+k)}{k} \cdot \frac{m}{(m+l)} \cdot \cos \alpha;$$

$$K_4 = P_{ум} \cdot \eta_{pn} \cdot n_4,$$

$$P_{ум} \cdot \eta_{pn} \cdot n_4 = P_9 = P_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{(\partial+e)}{e} \cdot \frac{z}{(\mathcal{J}+z)} \cdot \frac{(u+k)}{k} \cdot \frac{m}{(m+l)} \cdot \cos \alpha;$$

де η_{pn} – коефіцієнт силових втрат важільного передачі. Приймаємо

$$\eta_{pn} = 1;$$

n_1 – передатне число до першої гальмівної колодки;

$\angle \alpha = 10^\circ$ – кут підвісу колодки, $\cos 10^\circ = 0,9848$

$$n_1 = \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{\partial}{e} \cdot \cos \alpha$$

$$n_2 = \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{\partial+e}{e} \cdot \frac{\mathcal{J}}{z+\mathcal{J}} \cdot \cos \alpha$$

$$n_3 = \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{\partial+e}{e} \cdot \frac{z}{\mathcal{J}+z} \cdot \frac{u+k}{k} \cdot \frac{u}{u+k} \cdot \cos \alpha$$

$$n_4 = \frac{a}{b} \cdot \frac{v}{v+z} \cdot \frac{\partial+e}{e} \cdot \frac{z}{\mathcal{J}+z} \cdot \frac{u+k}{k} \cdot \frac{m}{m+l} \cdot \cos \alpha$$

$$n_1 = \frac{365}{295} \cdot \frac{590}{590+590} \cdot \frac{230}{230} \cdot 0,9848 = 0,61$$

$$n_2 = \frac{365}{295} \cdot \frac{590}{590+590} \cdot \frac{230+230}{230} \cdot \frac{230}{230+230} \cdot 0,9848 = 0,61$$

$$n_3 = \frac{365}{295} \cdot \frac{590}{590+590} \cdot \frac{230+230}{230} \cdot \frac{230}{230+230} \cdot \frac{230+230}{230} \cdot \frac{230}{230+230} \cdot 0,9848 = 0,61$$

$$n_4 = \frac{365}{295} \cdot \frac{590}{590+590} \cdot \frac{230+230}{230} \cdot \frac{230}{230+230} \cdot \frac{230+230}{230} \cdot \frac{230}{230+230} \cdot 0,9848 = 0,61$$

За викладеною вище методикою визначають передатне число кожної окремої колодки. Необхідно переконатися в тому, що передавальні числа для кожної гальмівної колодки в одній передачі важеля однакові.

$$n_1 = n_2 = n_3 = n_4$$

$$0,61 = 0,61 = 0,61 = 0,61$$

Тоді ПЧГВП визначають так:

$$n = \sum_n^m n_1 = mn,$$

де m – число колодок гальмівної важільної передачі, що діють від одного гальмівного циліндра.

$$n = 16 \cdot 0,61 = 9,76$$

2.1.3 Визначення діаметра гальмівного циліндра

Діаметр гальмівного циліндра знаходять із відомої залежності, що зв'язує необхідне на штоку гальмівне зусилля із зусиллям, що діє на поршень при наповненні гальмівного циліндра стисненим повітрям [57]:

$$P_{шт} = P_{тц} \cdot \frac{\pi \cdot d_{тц}^2}{4} \cdot \eta_{тц} - (P_0 + L_{дон} \cdot \mathcal{J}_{пр}),$$

звідки

$$d_{mц} = \sqrt{\frac{4 \cdot (P_{шт} + P_0 + L_{доп} \cdot Ж_{пр})}{\pi \cdot P_{mц} \cdot \eta_{mц}}},$$

де $P_{шт}$ – зусилля, що розвивається штоком поршня гальмівного циліндра за умови безюзного гальмування, Н;

$P_{mц}$ – тиск повітря в гальмівному циліндрі, МПа;

P_0 – зусилля попередньої зтяжки відпускної пружини гальмівного циліндра, Н;

$L_{доп}$ – максимально допустимий хід поршня гальмівного циліндра, см;

$Ж_{пр}$ – жорсткість відпускної пружини, Н/см;

$\eta_{mц}=0,98$ – ККД гальмівного циліндра (втрати на тертя).

Зусилля, що розвивається на штоку поршня гальмівного циліндра за умови безюзного гальмування:

$$P_{шт} = \frac{K_{доп} \cdot m}{n \cdot \eta_{рп}},$$

де $K_{доп}$ – допустиме натискання на гальмівну колодку вагона, Н.

$$P_{шт} = \frac{27,575 \cdot 16}{9,76 \cdot 0,9} = 50,23 \text{ кН}.$$

$$d_{mц} = \sqrt{\frac{4 \cdot (50230 + 1540 + 62,9 \cdot 16)}{3,14 \cdot 0,38 \cdot 0,98}} = 424,89 \text{ мм}.$$

За отриманою за формулою величиною діаметра гальмівного циліндра вибираємо найближчий більший стандартний циліндр $d_{mц}^{\text{стандартне}} = 400 \text{ мм}$.

Після вибору стандартного діаметра гальмівного циліндра необхідно перерахувати зусилля, що розвивається по штоку поршня гальмівного циліндра $P_{шт}$:

$$P_{шт} = 0,38 \cdot \frac{3,14 \cdot 400^2}{4} \cdot 0,98 - (1540 + 62,9 \cdot 16) = 44,25 \text{ кН}.$$

2.1.4 Вибір повітряної частини гальмівної системи

У повітряну частину вагона входять розподільник повітря, запасний резервуар, повітропровід з арматурою та інші прилади.

При розробці повітряної частини гальмівної системи вагона попередньо вибирають тип розподільника повітря. Тип розподільника повітря вибирають, виходячи з часу наповнення гальмівного циліндра стисненим повітрям до 90% його максимального тиску. Для вантажного гальма цей час має перевищувати 25с. Така величина наповнення гальмівного циліндра у вантажному гальмі забезпечується розподільником повітря ум. №483, ум. №483М.

Потім вибирається запасний резервуар, об'єм якого повинен забезпечувати максимальний тиск у гальмівному циліндрі при екстремому або повному службовому гальмуванні не нижче 0,38 МПа і при ході поршня гальмівного циліндра 180 мм. Мінімальний об'єм запасного резервуара см^3 , що припадає на один гальмівний циліндр, визначається [58]:

$$V_{зр} = 78 \cdot F_{цц}, \quad (1.18)$$

$$F_{цц} = \frac{\pi \cdot d_{тц}^2}{4}.$$

де $F_{ци}$ – площа поршня гальмівного циліндра, $см^2$.

$$F_{ци} = \frac{3,14 \cdot d_{ци}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (400)^2}{4} = 1256 см^2$$

$$V_{зр} = 78 \cdot F_{ци} = 78 \cdot 1256 = 97968 см^3$$

Приймаємо найближчий більший стандартний резервний резервуар:

$$V_{зр} = 100 \cdot 10^3 см^3$$

2.1.5 Визначення подачі (продуктивності) компресора та об'єму головних резервуарів

Живлення гальмівної мережі поїзда та різних допоміжних пневматичних механізмів локомотива стисненим повітрям забезпечується постійним джерелом стисненого повітря – компресором, що встановлюється на кожному локомотиві.

Компресорна установка локомотива повинна забезпечувати потребу поїзда в стислому повітрі за найнесприятливіших умов роботи гальмівної мережі та найбільших можливих витоків.

Загальна годинна витрата повітря, що має подаватися компресором при частих гальмуваннях, в $см^3/год$:

$$Q_{заг} = Q_{гал} + Q_{вит} + Q_{ін},$$

де $Q_{гал}$ – витрата стисненого повітря на гальмування, $см^3/год$;

$Q_{вит}$ – витрата стисненого повітря на виток з магістралі та приладів гальмівної системи, $см^3/год$;

Q_{in} – інші витрати, $см^3/год.$

Перші дві витрати визначаються за формулами:

$$Q_{гал} = \frac{\Delta P_{гм}}{P_{бар}} \cdot V_{гм} \cdot K;$$

$$Q_{вит} = 60 \cdot \frac{\Delta P_{вит}}{P_{бар}} \cdot V_{гм}$$

де $V_{гм}$ – об'єм гальмівної мережі поїзда або електропоїзда, $см^2$;

$\Delta P_{гм}$ – зниження тиску повітря в гальмівній магістралі при регулювальному гальмуванні (0,08-0,1 МПа);

$\Delta P_{вит}$ – допустиме зниження тиску в гальмівній магістралі за хвилину за рахунок витоків (0,02 МПа·хв);

$\Delta P_{бар}$ – атмосферний тиск повітря, МПа (0,1 МПа);

K – кількість регулювальних гальмування за 1 годину ($K=10 год^{-1}$).

Інші витрати (живлення різних допоміжних пневматичних механізмів та ін.) можна прийняти для тепловоза:

$$Q_{in} = 12 \cdot 10^6 \text{ см}^3 / год.$$

Об'єм гальмівної мережі поїзда:

$$V_{mc} = \sum r_{ni} \cdot (V_{tm} + V_{zp} + V_{pp}),$$

де r_{ni} – кількість конкретних рухомих одиниць, включених до поїзда (включаючи локомотив та різні типи вагонів);

$V_{гм} = 12,8 \cdot 10^3 \text{ см}^3$ – об'єм гальмівної магістралі 4-х вісного вагона,

$19,5 \cdot 10^3 \text{ см}^3$ – об'єм гальмівної магістралі 8-осного вагона;

$V_{гм} = 38,8 \cdot 10^3$ – об'єм гальмівної магістралі локомотива;

$V_{зр} = 78 \cdot 10^3 \text{ см}^3$ – об'єм гальмівної магістралі 4-х вісного вагона,

$135 \cdot 10^3 \text{ см}^3$ – об'єм гальмівної магістралі 8-осного вагона;

$V_{рр} = 12,5 \cdot 10^3 \text{ см}^3$ – об'єм робочих резервуарів повітророзподільника рухомої одиниці;

$$V_{мс} = (38,8 + 78 + 12,5) \cdot 10^3 + 58 \cdot (12,8 + 78 + 12,5) \cdot 10^3 + 8 \cdot (19,5 + 135 + 12,5) \cdot 10^3 = 7456,7 \cdot 10^3 \text{ см}^3$$

Підставивши значення, отримаємо:

$$Q_{зал} = \frac{0,1}{0,1} \cdot 7456,7 \cdot 10^3 \cdot 10 = 74567 \cdot 10^3 \text{ см}^3 / год;$$

$$Q_{вит} = 60 \cdot \frac{0,02}{0,1} \cdot 7456,7 \cdot 10^3 = 89480,4 \cdot 10^3 \text{ см}^3 / год$$

$$Q_{зал} = 74567 \cdot 10^3 + 89480,4 \cdot 10^3 + 12 \cdot 10^6 = 176047,4 \cdot 10^3 \text{ см}^3 / год.$$

Потрібна подача компресора $\text{см}^3/\text{хв}$ може бути визначена:

$$Q_{ком} = 1,3 \cdot \left(\frac{Q_{зал}}{60} + Q_{лок.вит.} \right),$$

де 1,3 – коефіцієнт, що враховує необхідність вимкнення компресора для охолодження;

$Q_{лок.вит.} = 150 \cdot 10^3 \text{ см}^3/\text{хв}$ – витрата стисненого повітря на компенсацію витоків з головних резервуарів та напірної мережі тепловоза.

$$Q_{ком} = 1,3 \cdot \left(\frac{176047,4 \cdot 10^3}{60} + 150 \cdot 10^3 \right) = 4009,36 \cdot 10^3 \text{ см}^3 / \text{хв}.$$

Необхідний об'єм головних резервуарів за умови наповнення гальмівної магістралі (без живлення запасних резервуарів) після гальмування в см^3 :

$$V_{zp} = \frac{\Delta P_m \cdot \sum(r_{ni} \cdot V_{zm})}{\Delta P_{zp}},$$

де $\Delta P_m = 0,15$ МПа – зниження тиску стисненого повітря у гальмівній магістралі поїзда при екстремому гальмуванні;

$\Delta P_{gp} = 0,2$ МПа – допустимий перепад тиску повітря у головних резервуарах при екстремому гальмуванні;

$$V_{zp} = \frac{0,15 \cdot (38,8 + 12,8 \cdot 58 + 19,5 \cdot 8) \cdot 10^3}{0,2} = 937,2 \cdot 10^3 \text{ см}^3.$$

За отриманою величиною V_{gp} приймаємо найближчий загальний об'єм головних резервуарів. На тепловозах головні резервуари з'єднані послідовно тому об'єм одного резервуара вітчизняного виробництва вибираємо з ряду стандартних об'ємів, рівний – $250 \cdot 10^3 \text{ см}^3$

$$V_{gp} = 4 \cdot 250 \cdot 10^3 = 1000 \cdot 10^3 \text{ см}^3$$

Знайдену подачу компресора та ємності головних резервуарів необхідно перевірити для випадків відпуску та заряджання гальм після повного службового гальмування. В основу розрахунку приймаємо рівняння балансу витрати стисненого повітря у такому вигляді [59]:

$$Q_{ком} = \frac{\Delta P_m \cdot \sum(r_{ni} \cdot V_{mm}) + \Delta P_{pp} \cdot \sum(r_{ni} \cdot V_{pp}) + (P_{zp} - \Delta P_{zp}) \cdot \sum(r_{ni} \cdot V_{zp}) + \Delta P_{вип} \cdot V_{zm} \cdot t_{від} - \Delta P_{zp} \cdot V_{zp}}{0,1 \cdot t_{від}}$$

де $\Delta P_{pp} = 0,15$ МПа – перепад тиску в робочому резервуарі при екстремому гальмуванні з розподільниками повітря пасажирського типу;

$P_{зр} = 0,54$ МПа – тиск у запасних резервуарах для пасажирського поїзда;

$\Delta P_{зр} = 0,4$ МПа – зниження тиску у запасних резервуарах;

$\Delta P_{вит} = 0,02$ МПа/хв – зниження тиску в гальмівній мережі через нещільність;

$t_{від} = 3$ хв – розрахунковий час відпуску гальм та підзарядки запасних резервуарів до встановленого зарядного тиску;

$V_{гр} = 1000 \cdot 10^3$ см³ – об'єм головних резервуарів.

Підставляючи числові значення, отримаємо подачі компресора, необхідні зарядки магістралі автостопного гальмування.

$$Q_{ком} = \frac{0,15 \cdot 937,2 \cdot 10^3 + 0,15 \cdot 837,5 \cdot 10^3 + (0,54 - 0,4) \cdot 5682 \cdot 10^3 + 0,02 \cdot 3 \cdot 7456,7 \cdot 10^3 - 0,2 \cdot 1000 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 3} =$$

$$= \frac{140,58 \cdot 10^3 + 125,625 \cdot 10^3 + 795,48 \cdot 10^3 + 447,402 \cdot 10^3 - 200 \cdot 10^3}{0,3} = 4363,62 \cdot 10^3 \frac{см^3}{хв}$$

Порівнюючи знайдену подачу з потрібною, робимо висновок у тому, що компресор і ємності основних резервуарів забезпечують витрату стиснутого повітря.

Висновок: компресор та ємності основних резервуарів забезпечують витрату стиснутого повітря.

2.2 Розрахунок забезпеченості поїзда гальмівними засобами

2.2.1 Визначення дійсної та розрахункової сил натискання гальмівних колодок вагона

Справжня сила натискання на гальмівну колодку

$$K_{\partial} = \frac{P_{ум} \cdot n \cdot \eta_{pn}}{m},$$

де $P_{ум}$ було визначено вище, при обраному раніше стандартному діаметрі гальмівного циліндра.

$$K_{\partial} = \frac{44,25 \cdot 9,76 \cdot 0,9}{16} = 24,29 \text{кН}$$

Підрахувати за величинами φ_k та K_{∂} відповідними фактичними, дійсними значеннями, гальмівну силу поїзда, складеного з великої кількості вагонів різного типу з різними силами натискання, важко. Тому її визначають методом приведення, при якому дійсні значення величини K_{∂} та φ_k замінюють розрахунковими. При цьому має виконуватися умова:

$$\varphi_k \cdot K_{\partial} = \varphi_{kp} \cdot K_p,$$

де $\varphi_k \cdot K_{\partial}$ – дійсна гальмівна сила, що реалізується між колесом та рейкою;

$\varphi_{kp} \cdot K_p$ – розрахункова гальмівна сила;

φ_{kp} – розрахунковий коефіцієнт тертя гальмівної колодки;

K_p – розрахункове натискання гальмівної колодки.

З цієї рівності отримаємо вираз розрахункового гальмівного натискання:

$$K_P = \frac{\varphi_K}{\varphi_{KP}} \cdot K_D,$$

Для визначення розрахункових коефіцієнтів тертя використовуємо формулу:

$$\varphi_{KP} = 0,27 \cdot \frac{v + 100}{5 \cdot v + 100},$$

$$\varphi_{KP} = 0,27 \cdot \frac{100 + 100}{5 \cdot 100 + 100} = 0,09$$

Підставимо відомі значення φ_K і φ_{KP} отримаємо відповідно для гальмівних колодок:

$$K_P = 2,22 \cdot K_D \cdot \frac{1,6 \cdot K_D + 100}{8 \cdot K_D + 100},$$

$$K_P = 2,22 \cdot 24,29 \cdot \frac{1,6 \cdot 24,29 + 100}{8 \cdot 24,29 + 100} = 25,44 \text{ кН}$$

При визначенні величини K_P для важільної передачі вагона, значення K_D приймається рівним розрахованому раніше в кН.

2.2.2 Визначення розрахункового коефіцієнта натискання гальмівних колодок вагона

Розрахунковий коефіцієнт натискання гальмівних колодок вагона, що характеризує ступінь забезпеченості рухомої одиниці гальмівними засобами. Відношення суми розрахункового натискання гальмівних колодок рухомої одиниці до його ваги називають розрахунковим коефіцієнтом натискання гальмівних колодок. Він визначається за такою формулою [60]:

$$\delta_p = \frac{\sum K_p}{Q_o \cdot g},$$

де $\sum K_p$ – сумарне розрахункове натискання гальмівних колодок вагона, кН;

Q_o – облікова вага вагона, тс.

Сумарне розрахункове натискання гальмівних колодок вагона:

$$\sum K_p = K_p \cdot m \cdot \lambda,$$

де K_p – розрахункове натискання гальмівної колодки, кН;

m – число колодок важільної передачі, що діють від одного гальмівного циліндра;

$\lambda = 1$ – число важільних передач (гальмівних циліндрів) вагона.

$$\sum K_p = 25,44 \cdot 16 \cdot 1 = 407,04 \text{ кН}.$$

Підставивши значення, отримаємо:

$$\delta_p = \frac{407,04}{84 \cdot 10} = 0,485.$$

Вагон забезпечений гальмівними засобами, оскільки коефіцієнт розрахункового гальмівного натискання $0,485 > 0,33$, що задовольняє умову забезпеченості гальмівними засобами вантажного вагона, оснащеного чавунними колодками.

2.2.3 Визначення розрахункового гальмівного коефіцієнта поїзда

На підставі Правил технічної експлуатації залізниць України всі поїзди, що відправляються зі станції, повинні забезпечуватися автоматичними гальмами з розрахунку забезпечення єдиного найменшого гальмівного натискання на кожні 100 тс ваги поїзда.

Розрахунковий гальмівний коефіцієнт поїзда характеризує рівень забезпеченості поїзда гальмівними засобами. Відношення розрахункового натискання гальмівних колодок до ваги поїзда називають розрахунковим гальмівним коефіцієнтом поїзда, що визначається у загальному випадку за виразом [61]:

$$g_p = \frac{\sum K_p^n}{(P_l + Q_c) \cdot g},$$

де $\sum K_p^n$ – сумарне розрахункове натискання гальмівних колодок поїзда, кН; $P_l = 276$ тс – вага локомотива;

Q_c – вага складу (вагонів) поїзда.

Вага складу (вагонів) підраховується за формулою:

$$Q_c = Q_1 \cdot y_1 + Q_2 \cdot y_2,$$

де $Q_1 = 84$ тс – вага 4-х вісного вагона у поїзді; $Q_2 = 170$ тс вага 8-ми вісного вагона у поїзді;

y_1, y_2 – кількість відповідних типів вагонів у поїзді за типами та вісністю ($y_1 = 58, y_2 = 8$).

$$Q_c = (84 \cdot 58 + 170 \cdot 8) \cdot 10 = 62320 \text{ кН}.$$

Сумарне розрахункове натискання гальмівних колодок поїзда підраховується за такою формулою:

$$\sum K_p^n = 2 \cdot z_1 \cdot m_1 \cdot K_{p1} \cdot x_1 + 2 \cdot z_2 \cdot m_2 \cdot K_{p2} + \dots + 2 \cdot z_i \cdot m_i \cdot K_{pi} \cdot x_i$$

де z_1, z_2, \dots, z_i – кількість гальмівних осей відповідної рухомої одиниці;

m_1, m_2, \dots, m_i – число гальмівних колодок на колесо відповідної гальмівної одиниці;

$K_{p1}, K_{p2}, \dots, K_{pi}$ – розрахункова величина натискання гальмівної колодки відповідної рухомої одиниці, кН;

x_1, x_2, \dots, x_i – кількість відповідних рухомих одиниць у поїзді за типом та вісністю.

За наявності в поїзді рухомих одиниць, обладнаних різними типами колодок, сума розрахункових сил натискання підраховується окремо для чавунних ($\sum K_p^u$) та композиційних ($\sum K_p^k$) гальмівних колодок. Відповідно визначаються гальмівні коефіцієнти частин поїзда, обладнаних чавунними (\mathcal{G}_p^u) і композиційними (\mathcal{G}_p^k) колодками.

У формулі розрахункова величина натискання гальмівної колодки електровоза, тепловоза або відповідного вагона електропоїзда підставляється з розрахунку для розробленого колодкового гальма відповідного типу вагона.

При розрахунку \mathcal{G}_p необхідно враховувати, що у разі обладнання рухомого складу композиційними колодками, розподільники повітря завантажених вагонів включаються на середній режим, проте ефективність композиційних колодок приймається умовно однаковою. Локомотиви завжди обладнуються лише чавунними гальмівними колодками.

Після порівняння величини визначеного з розрахунку гальмівного коефіцієнта поїзда з нормативними необхідно зробити висновок про забезпеченість поїзда гальмівними засобами.

При визначенні величини \mathcal{G}_p для вантажного поїзда, що прямує ділянками з ухилами до -2‰, вага локомотива та його гальмівне натискання не враховується.

Для ухилу -9‰:

$$\Sigma K_p^n = 2 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 24,55 \cdot 58 + 2 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 35 \cdot 8 = 27262,4 \text{ кН}$$

$$\mathcal{G}_p = \frac{27262,4}{62320} = 0,437$$

Для ухилу -20‰:

$$\Sigma K_p^n = 2 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 24,55 \cdot 58 + 2 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 35 \cdot 8 + 12 \cdot 120 \cdot 1 = 28662,4 \text{ кН}$$

$$\mathcal{G}_p = \frac{28662,4}{65080} = 0,44$$

Таким чином можна зробити висновок – поїзд забезпечений гальмівними засобами, оскільки коефіцієнт розрахункового гальмівного натискання $0,437 > 0,33$, що задовольняє умову забезпеченості гальмівними засобами вантажного поїзда, оснащеного чавунними колодками.

2.3 Оцінка ефективності гальмівної системи поїзда

2.3.1 Визначення гальмівного шляху при автостопному гальмуванні

Гальмівним шляхом називається відстань, що проходить поїздом за час від моменту повороту ручки крана машиніста або стоп-крана в гальмівне положення до повної зупинки поїзда [62]:

$$S_m = S_n + S_\partial = \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6} + \sum_I^n \frac{500(V_n^2 - V_k^2)}{\xi(w_{ox} + b_z + i_c)},$$

де V_0 – швидкість поїзда в момент початку гальмування, км/год;

t_n – час підготовки гальм до дії, с;

V_n, V_k – початкова та кінцева швидкості поїзда у прийнятому розрахунковому інтервалі швидкостей, км/год;

ξ – уповільнення поїзда під дією питомої уповільнюючої сили 1Н/кН, км·кН/(год²·Н), (для вантажних поїздів 120);

b_r – питома гальмівна сила Н/кН;

w_{ox} – основний питомий опір руху поїзда із середньою швидкістю в кожному інтервалі при прямуванні локомотива на холостому ході (вибігу), Н/кН;

i_o – питомий опір від спрямленого ухилу з урахуванням опору в кривій, Н/кН.

Час підготовки гальм до дії в секундах визначається за повного службового гальмування для вантажного поїзда довжиною понад 200 осей (до 300 осей) за такою формулою (пневматичні гальма):

$$t_n = 10 - \frac{15 \cdot i_c}{b_m},$$

$$b_m = 1000 \cdot (\mathcal{G}_p^{ПСТ} \cdot \varphi_{кр}^ч)$$

де \mathcal{G}_p – розрахунковий гальмівний коефіцієнт

Для ухилу $i = -9\text{‰}$

$$b_m = 1000 \cdot (\mathcal{G}_p^{ПСТ} \cdot \varphi_{кр}^ч) = 1000 \cdot (0,35 \cdot 0,09) = 31,5 \text{ Н/кН}$$

Для ухилу $i = -20\text{‰}$

$$b_m = 1000 \cdot (\mathcal{G}_p^{ПСТ} \cdot \varphi_{кр}^ч) = 1000 \cdot (0,352 \cdot 0,09) = 31,68 \text{ Н/кН}$$

У разі застосування повного службового гальмування гальмівний шлях визначається за методикою розрахунку екстреного гальмування, але значення розрахункового гальмівного коефіцієнта поїзда приймається рівним 0,8 його повної величини:

$$\mathcal{G}_p^{ПСТ} = 0,8 \cdot \mathcal{G}_p$$

Для ухилу $i = -9\text{‰}$

$$\mathcal{G}_p^{ПСТ} = 0,8 \cdot \mathcal{G}_p = 0,8 \cdot 0,437 = 0,35$$

Для ухилу $i = -20\text{‰}$

$$\mathcal{G}_p^{ПСТ} = 0,8 \cdot \mathcal{G}_p = 0,8 \cdot 0,44 = 0,352$$

$\varphi_{кр}$ – розрахунковий коефіцієнт тертя колодки об колесо:

$$\varphi_{кр}^u = 0,27 \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100},$$

V – величина швидкості при гальмуванні, км/год.

$$\varphi_{кр}^u = 0,27 \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100} = 0,27 \cdot \frac{100 + 100}{5 \cdot 100 + 100} = 0,09$$

Основний питомий опір руху вантажного поїзда із середньою швидкістю в кожному інтервалі при прямуванні локомотива на холостому ході (вибігу) визначається за такими виразами:

$$w_{ox} = \frac{w_o'' \cdot Q_c + w_x \cdot P_l}{Q_c + P_l}$$

де w_o'' – основний питомий опір руху складу, Н/кН;

w_x – питомий опір руху локомотива на холостому ході (вибігу), Н/кН.

$$w_{ox} = \frac{w_o'' \cdot Q_c + w_x \cdot P_l}{Q_c + P_l} = \frac{2,31 \cdot 62320 + 6,6 \cdot 2760}{62320 + 2760} = 2,49 \text{ Н/кН}$$

Питомий опір руху локомотива на холостому ході (вибігу) на безстиківому шляху:

$$w_x = 2,4 + 0,009 \cdot v + 0,00035 \cdot v^2$$

$$v_{cp} = \frac{100 + 90}{2} = 95 \text{ км/год},$$

$$w_x = 2,4 + 0,009 \cdot v + 0,00035 \cdot v^2 = 2,4 + 0,009 \cdot 95 + 0,00035 \cdot 95^2 = 6,6 \text{ Н/кН}$$

Основний питомий опір руху вантажного складу в Н/кН визначається за формулою:

$$w_o'' = \frac{w_{o8}'' \cdot Q_8 + w_{o4}'' \cdot Q_4 + \dots + w_{on}'' \cdot Q_n}{Q_8 + Q_4 + \dots + Q_n}$$

де $w_{o8}'', w_{o4}'', w_{on}''$ – основний питомий опір руху восьмивісних, чотириосних та інших типів вагонів, Н/кН;

Q_8, Q_4, Q_n – вага відповідної групи вагонів, тс.

$$w_o'' = \frac{w_{o8}'' \cdot Q_8 + w_{o4}'' \cdot Q_4}{Q_8 + Q_4} = \frac{2,04 \cdot 170 + 2,39 \cdot 84}{170 + 84} = 2,31 \text{ Н/кН}$$

Основний питомий опір руху чотиривісних вагонів у складі на різних буксових підшипниках в Н/кН визначається за формулою:

$$w_{o4}'' = \alpha \cdot w_{o4}''^{KOB} + \beta \cdot w_{o4}''^K$$

де $w_{o4}''^{KOB}, w_{o4}''^K$ – основний питомий опір руху чотиривісних вагонів на підшипниках ковзання та кочення відповідно, Н/кН;

α, β – частки у складі чотиривісних вагонів на підшипниках ковзання та кочення відповідно, (α береться із завдання; $\beta = 1 - \alpha$).

$$w_{o4}'' = \alpha \cdot w_{o4}''^{KOB} + \beta \cdot w_{o4}''^K = 0,1 \cdot 2,61 + 0,9 \cdot 2,37 = 2,39 \text{ Н/кН}$$

Основний питомий опір руху завантажених чотиривісних вагонів в Н/кН на підшипниках ковзання ($q_{o4} > 6 \text{ тс}$) на безстиківому шляху:

$$w_{o4}''^{коб} = 0,7 + \frac{8 + 0,08 \cdot v + 0,002 \cdot v^2}{q_{o4}}$$

де q_{o4} – навантаження, що передається від колісної пари на рейки чотиривісного вагона, тс.

$$w_{o4}''^{коб} = 0,7 + \frac{8 + 0,08 \cdot v + 0,002 \cdot v^2}{q_{o4}} = 0,7 + \frac{8 + 0,08 \cdot 95 + 0,002 \cdot 95^2}{21} = 2,61 \text{ Н/кН}$$

Основний питомий опір руху завантажених чотиривісних вагонів в Н/кН на роликових підшипниках ($q_{o4} > 6 \text{ тс}$) на безстиковому шляху:

$$w_{o4}''^k = 0,7 + \frac{3 + 0,09 \cdot v + 0,002 \cdot v^2}{q_{o4}}$$

$$w_{o4}''^k = 0,7 + \frac{3 + 0,09 \cdot v + 0,002 \cdot v^2}{q_{o4}} = 0,7 + \frac{3 + 0,09 \cdot 95 + 0,002 \cdot 95^2}{21} = 2,37 \text{ Н/кН}$$

Основний питомий опір руху вантажених восьмивісних вагонів у Н/кН на роликових підшипниках ($q_{o8} > 6 \text{ тс}$) на безстиковому шляху:

$$w_{o8}'' = 0,7 + \frac{6 + 0,026 \cdot v + 0,0017 \cdot v^2}{q_{o8}},$$

де q_{o8} – навантаження, що передається від колісної пари на рейки восьмивісного вагона, тс.

$$w_{o8}'' = 0,7 + \frac{6 + 0,026 \cdot v + 0,0017 \cdot v^2}{q_{o8}} = 0,7 + \frac{6 + 0,026 \cdot 95 + 0,0017 \cdot 95^2}{21,25} = 2,04 \text{ Н/кН}$$

Підготовчий гальмівний шлях:

Для ухилу $i = -9\%$

$$S_n = \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6}$$

$$S_n = \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6} = \frac{100 \cdot 14,29}{3,6} = 396,94 \text{ м}$$

Для ухилу $i = -20\%$

$$S_n = \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6}$$

$$S_n = \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6} = \frac{100 \cdot 19,47}{3,6} = 540,83 \text{ м}$$

Справжній шлях гальмування:

$$\Delta S_\partial = \frac{500 \cdot (V_n^2 - V_k^2)}{\xi \cdot (w_{ox} + b_m + i_c)}$$

Для ухилу $i = -9\%$

$$\Delta S_\partial = \frac{500 \cdot (100^2 - 90^2)}{120 \cdot (32,2 + 2,49 - 9)} = 308,16 \text{ м.}$$

$$S_m = S_n + S_\partial,$$

$$S_{\delta} = \sum_I^n \Delta S_{\delta}$$

$$S_m = 396,94 + 1389,37 = 1786,31 \text{ м.}$$

Для ухилу $i = -20\text{‰}$

$$\Delta S_{\delta} = \frac{500 \cdot (100^2 - 90^2)}{120 \cdot (32,38 + 2,49 - 20)} = 532,39 \text{ м.}$$

$$S_{\delta} = \sum_I^n \Delta S_{\delta}$$

$$S_m = 540,83 + 2222,77 = 2763,6 \text{ м.}$$

2.3.2 Розрахунок часу гальмування поїзда та його уповільнення

Для оцінки ефективності дії гальма використовується величина середнього уповільнення ε_i , реалізована при гальмуванні і визначається зі збереження енергії для поїзда, що рухається в гальмівному режимі:

$$\varepsilon_i = \frac{v_n^2 - v_k^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot \Delta S_{\delta}}$$

Для ухилу $i = -9\text{‰}$

$$\varepsilon_i = \frac{100^2 - 90^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot 308,16} = 0,237871$$

Для ухилу $i = -20\text{‰}$

$$\varepsilon_i = \frac{100^2 - 90^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot 532,39} = 0,137686$$

Таким чином, величина середнього уповільнення є питомою кінетичною енергією поїзда, яка гаситься його гальмівною системою на одиниці довжини гальмівної колії.

Час гальмування поїзда є сумою часу підготовки гальма до дії t_n і час гальмування t_∂ , тобто

$$t_2 = t_n + t_\partial = t_n + \sum_{i=1}^n \Delta t_\partial = t_n + \sum_{i=1}^n \frac{v_H - v_K}{3,6 \cdot \varepsilon_i},$$

Дійсний час гальмування поїзда визначається додаванням по черзі інтервалів часу для кожного інтервалу швидкостей починаючи з мінімальної (зупинної) і до максимальної (початок гальмування) швидкостей. Потім складаються дійсні часи гальмування з підготовчими для даної швидкості руху, одержують величину часу гальмування поїзда.

За отриманими даними будемо графіки $t_{\text{гал}} = f(v)$ и $\varepsilon_{\text{гал}} = f(v)$ (рисунок 2.1 та 2.2).

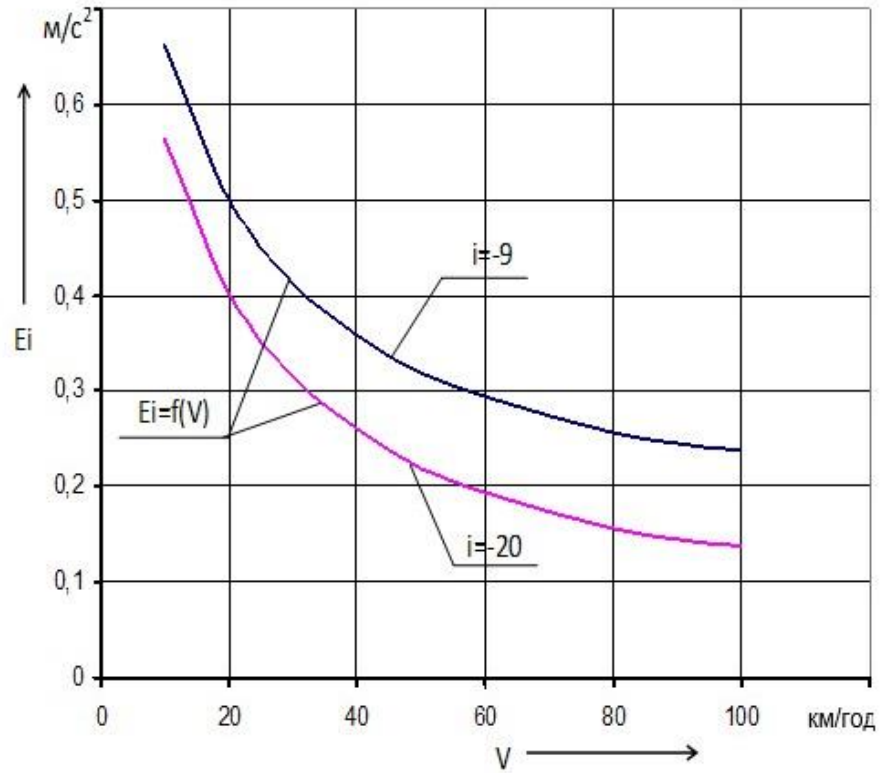


Рисунок 2.1 – Графік залежності $t_{гал} = f(v)$

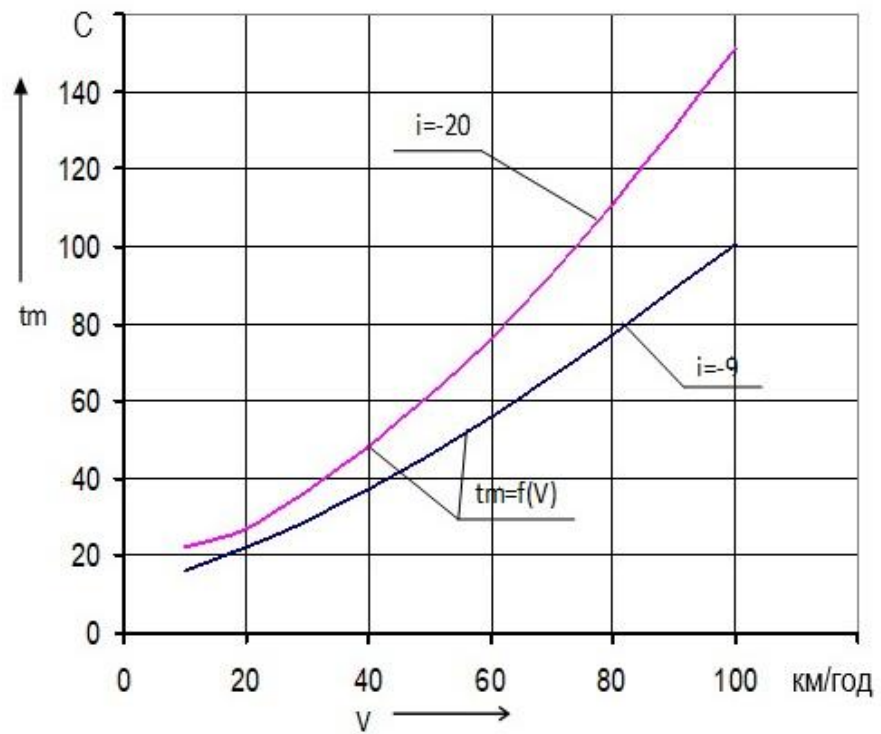


Рисунок 2.2 – Графік залежності $\varepsilon_{гал} = f(v)$

2.3.3 Розрахунок гальмівного шляху поїзда при повному службовому гальмуванні

Методом чисельного інтегрування приймаємо середню швидкість:

$$v_{CP} = \frac{v_H + v_K}{2};$$

$$v_{CP} = \frac{95 + 85}{2} = 90 \text{ км/год.}$$

Умовно приймають, що при підготовці гальма до дії стиснене повітря в гальмівний циліндр не надходить і тому швидкість руху поїзда v_0 під час підготовки гальма не змінюється. Натомість дійсне гальмування зумовлене миттєвим збільшенням гальмівної сили.

Час підготовки гальм до дії в секундах визначається при екстреному гальмуванні для пасажирських поїздів на пневматичних гальмах:

$$t_{II} = 4 - \frac{5 \cdot i_C}{b_m}.$$

Питома гальмівна сила поїзда:

$$b_m = 1000 \cdot g_p \cdot \varphi_{KP};$$

$$b_m = 1000 \cdot 0.63 \cdot 0.0916 = 57,71 \text{ Н / кН при } v = 95 \text{ км/год};$$

$$b_m = 1000 \cdot 0.63 \cdot 0.0933 = 58,78 \text{ Н / кН при } v = 90 \text{ км/год}.$$

Розрахунковий коефіцієнт тертя гальмівної колодки:

$$\varphi_{KP} = 0,27 \cdot \frac{v + 100}{5 \cdot v + 100};$$

$$\varphi_{KP} = 0,27 \cdot \frac{95 + 100}{5 \cdot 95 + 100} = 0,0916 \text{ при } v = 95 \text{ км/год};$$

$$\varphi_{KP} = 0,27 \cdot \frac{90 + 100}{5 \cdot 90 + 100} = 0,0933 \text{ при } v = 90 \text{ км/год}.$$

Основний питомий опір руху вантажного поїзда із середньою швидкістю в кожному інтервалі під час руху електровоза на холостому ході:

$$\omega_{OX} = 1,22 + 0,016 \cdot v + 0,000207 \cdot v^2;$$

$$\omega_{OX} = 1,22 + 0,016 \cdot 95 + 0,000207 \cdot 9025 = 4,608 \text{ Н / кН}.$$

Для ухилу $i = -9\%$

$$t_{II} = 4 - \frac{5 \cdot (-9)}{57,71} = 4,78 \text{ с};$$

$$S_{II} = \frac{v_0 \cdot t_{II}}{3,6} = \frac{95 \cdot 4,78}{3,6} = 126,13 \text{ м};$$

$$\sum_{i=1}^n \Delta S_{Д} = \sum_{i=1}^n \frac{500 \cdot (v_n^2 - v_k^2)}{\zeta \cdot (b_m + \omega_{ox} + i_c)} = \frac{500 \cdot (95^2 - 90^2)}{119 \cdot (58,78 + 4,608 - 9)} = 71,46 \text{ м};$$

$$S_{Д} = 12 \cdot 71,46 = 857,5 \text{ м}$$

$$S_m = S_{II} + S_{Д} = 126,13 + 857,5 = 983,65 \text{ м.}$$

Для ухилу $i = -20\text{‰}$

$$t_{II} = 4 - \frac{5 \cdot (-20)}{57,71} = 5,73 \text{ с;}$$

$$S_{II} = \frac{v_0 \cdot t_{II}}{3,6} = \frac{95 \cdot 5,73}{3,6} = 151,21 \text{ м;}$$

$$\sum_{i=1}^n \Delta S_{Д} = \sum_{i=1}^n \frac{500 \cdot (v_n^2 - v_k^2)}{\zeta \cdot (b_m + \omega_{ox} + i_c)} = \frac{500 \cdot (95^2 - 90^2)}{119 \cdot (58,78 + 4,608 - 20)} = 89,58 \text{ м;}$$

$$S_{Д} = 12 \cdot 89,58 = 1075 \text{ м;}$$

$$S_m = S_{II} + S_{Д} = 151,21 + 1075 = 1226,21 \text{ м.}$$

Розрахунок гальмівного шляху поїзда при гальмуванні зі швидкості $V=95$ км/год на ухилах $i = -9\text{‰}$, $i = -20\text{‰}$ наведено у таблицях 2.1 і 2.2 відповідно.

Таблиця 2.1 – Розрахунок гальмівного шляху при $i_C = -9\%$,
 $\mathcal{G}_P = 0,63$, гальмування – службове повне.

Параметри	Швидкість, км/год								
	95	85	75	65	55	45	35	25	15
φ_{KP}	0,26	0,26	0,27	0,28	0,28	0,29	0,30	0,32	0,33
$b_m, H / \kappa H$	83,01	84,60	86,40	88,46	90,83	93,60	96,87	100,80	105,60
t_{II}, c	10,90	10,89	10,87	10,85	10,83	10,80	10,77	10,74	10,71
S_{II}, m	287,73	257,04	226,42	195,86	165,39	135,02	104,7	74,61	44,63
$v_{CP}, км/год$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
Параметри	Середня швидкість, км/год								
φ_{KP}	0,26	0,27	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,34
$b_m, H / \kappa H$	83,78	85,47	87,39	89,60	92,16	95,17	98,74	103,07	108,42
$\omega_{OX}, H/\kappa H$	10190,1	10309,48	10461,31	10651,81	10889,18	11184,47	11552,96	12016,32	12606,46
$500 \cdot (v_H^2 - v_K^2)$	900000	800000	700000	600000	500000	400000	300000	200000	100000
$\zeta \cdot (b_m + \omega_{ox} + i_c)$	88,32	77,60	66,91	56,33	45,92	35,76	25,97	16,64	7,93
$\Delta S_D, m$	422,34	334,01	256,42	189,50	133,17	87,26	51,49	25,53	8,88
S_D, m	710,07	591,06	482,83	385,37	298,57	222,27	156,24	100,14	53,51
S_m, m	10190,1	10309,48	10461,31	10651,81	10889,18	11184,47	11552,96	12016,32	12606,46

Таблиця 2.2 – Розрахунок гальмівного шляху при $i_c = -20\%$,
 $\vartheta_p = 0,693$, гальмування – службове.

Параметри	Швидкість, км/год								
	95	85	75	65	55	45	35	25	15
$\varphi_{кр}$	0,09	0,10	0,10	0,10	0,11	0,12	0,13	0,15	0,18
$b_m, Н / кН$	0,26	0,26	0,27	0,28	0,28	0,29	0,30	0,32	0,33
$t_{II}, с$	77,58	79,16	80,97	83,06	85,50	88,40	91,92	96,30	102
$S_{II}, м$	13,87	13,79	13,71	13,61	13,51	13,39	13,26	13,12	12,9
$v_{ср}, км / год$	365,93	325,59	285,52	245,77	206,38	167,42	128,95	91,08	53,9
Параметри	Середня швидкість, км/год								
$\varphi_{кр}$	6,14	5,44	4,78	4,17	3,58	3,04	2,53	2,06	1,63
$b_m, Н / кН$	7737,779	7857,268	8011,372	8207,649	8456,609	8773,476	9181,605	9719,972	10463,14
$\omega_{ох}, Н / кН$	900000	800000	700000	600000	500000	400000	300000	200000	100000
$500 \cdot (v_H^2 - v_K^2)$	116,31	101,82	87,38	73,10	59,13	45,59	32,67	20,58	9,56
$\zeta \cdot (b_m + \omega_{ох} + i_c)$	547,24	430,93	329,11	241,74	168,64	109,51	63,92	31,24	10,6
$\Delta S_D, м$	913,18	756,52	614,63	487,51	375,02	276,93	192,87	122,32	64,6
$S_D, м$	6,14	5,44	4,78	4,17	3,58	3,04	2,53	2,06	1,63
$S_m, м$	7737,779	7857,268	8011,372	8207,649	8456,609	8773,476	9181,605	9719,972	10463,14

Висновки по розділу 2

У проєкті було виконано розрахунок колодкового гальма, розрахунок забезпеченості гальмівними засобами поїзда та проведено оцінку ефективності роботи гальмівної системи поїзда. Дану методику можна використовувати при конструюванні нової або модернізації існуючої гальмівної передачі, при зміні її основних елементів та їх характеристик.

Допустима сила натискання гальмівної колодки $K_{дон} = 27,575$ кН;
 розрахункова сила натискання $K_p = 25,44$ кН; передавальне число гальмівної

важільного передачі $n = 9,76$; діаметр гальмівного циліндра $d_{cy} = 400$ мм; при ухилі $i = -9\%$ гальмівний коефіцієнт $\mathcal{G}_p = 0,437$, гальмівний шлях поїзда $S_T = 1786,31$ м; при ухилі $i = -20\%$ гальмівний коефіцієнт $\mathcal{G}_p = 0,44$, гальмівний шлях поїзда $S_T = 2763,6$ м. Отримані результати відповідають стандартам та гальмівним нормативам.

РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА ПІДХОДІВ ЩОДО ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ

3.1 Підвищення точності визначення сил тяги та гальмування при випробуваннях дослідних локомотивів на експлуатаційних ділянках залізниць

Сила тяги і гальмівні сили локомотива, що створюється, є найважливішими параметрами, що характеризують його якість. На стадіях проектування ці сили визначаються розрахунковим шляхом, які перевірка, уточнення і коригування здійснюються за результатами поїздних випробувань дослідного локомотива. З метою економії коштів на створення нового рухомого складу більшість різних видів поїздних випробувань проводиться на експлуатаційних ділянках залізниць, що розташовані поблизу відповідних підприємств. Проте низка випробувань, особливо локомотивів, за умовами безпеки руху, проводяться на спеціальних полігонах. У умовах актуальною стає проблема розробки альтернативних методик визначення деяких параметрів локомотивів [63].

В основі методу експериментального визначення сил, що діють на локомотив, лежить диференціальне рівняння руху:

$$\frac{dV}{dt} = \zeta \cdot (f_k - w_0 - b_m - gi), \quad (3.1)$$

де dV – елементарна зміна швидкості локомотива за елементарний проміжок часу dt ;

ζ – прискорення (уповільнення) локомотива в км/год² від дії сили, що прискорює (уповільнює) 1Н/т;

f_k, w_0, b_m – питомий опір руху від підйому (i , %) шляху, Н/т;

g – прискорення сили тяжіння, м/с².

Помножуючи і розділивши ліву частину рівняння (3.1) на елементарний шлях dS , що проходить локомотивом за час dt , враховуючи, що $\frac{dS}{dt} = dV$ і розділяючи змінні, отримаємо:

$$dS = \frac{VdV}{\zeta(f_k - w_0 - b_T - gi)}. \quad (3.2)$$

Інтегрування рівняння (3.2) виконаємо чисельним методом за інтервалами швидкостей, вважаючи при цьому, що питомі сили не змінюються і відповідають середнім значенням швидкості прийнятому розрахунковому інтервалі. З урахуванням цих умов рівняння (3.2) набуває вигляду:

$$\int_{S_j}^{S_{j+1}} dS = \frac{l}{\zeta(f_{kj} - w_{0j} - b_{Tj} - gi)} \int_{V_j}^{V_{j+1}} VdV, \quad (3.3)$$

де S_j и S_{j+1} – загальний шлях, пройдений локомотивом відповідно на початку та в кінці j -го інтервалу зміни швидкості, км;

V_j и V_{j+1} – відповідно початкова та кінцева швидкість j -го інтервалу, км/год;

f_k, w_{0j}, b_{Tj} – середні значення питомих сил, що визначаються при середньому значенні швидкості в j -ому розрахунковому інтервалі;

$$V_{cpj} = \frac{V_j + V_{j+1}}{2}. \quad (3.4)$$

Інтегруючи рівняння (3.3) у заданих межах змінних та виділяючи питомі сили, отримаємо:

$$f_{kj} - w_{0j} - b_{Tj} - gi = \frac{V_{j+1}^2 - V_j^2}{\zeta(S_{j+1} - S_j)}. \quad (3.5)$$

Відповідно до [64] одиницею виміру шляху є метр (м), тому для практичного використання формулу (3.5) наведемо до вигляду:

$$f_{kj} - w_{0j} - b_{Tj} - gi = \frac{V_{j+1}^2 - V_j^2}{1000\zeta\Delta S_j} = \frac{V_{cpj} \cdot \Delta V_j}{500\zeta\Delta S_j}. \quad (3.6)$$

Для трьох основних режимів руху локомотива на прямому (у плані) горизонтальному ділянці шляху ($i = 0\%$) рівняння (6) набуває вигляду:

для режиму тяги ($f_{kj} \neq 0$; $w_{0j} \neq 0$; $b_{Tj} = 0$; $\Delta V_j \geq 0$)

$$f_{kj} = \frac{V_{cpj}}{500\zeta} \cdot \frac{\Delta V_j}{\Delta S_j} + w_{0j}; \quad (3.6')$$

для режиму гальмування ($f_{kj} = 0$; $w_{0j} \neq 0$; $b_{Tj} \neq 0$; $\Delta V_j \leq 0$)

$$b_{Tj} = \frac{V_{cpj}}{500\zeta} \cdot \frac{\Delta V_j}{\Delta S_j} - w_{0j}; \quad (3.6'')$$

для режиму вибігу ($f_{kj} = 0$; $w_{0j} \neq 0$; $b_{Tj} = 0$; $\Delta V_j \leq 0$)

$$w_{0j} = \frac{V_{cpj}}{500\zeta} \cdot \frac{\Delta V_j}{\Delta S_j}. \quad (3.6''')$$

Таким чином, для експериментального визначення параметрів f_{kj} і b_{Tj} необхідно для прийнятого режиму руху локомотива на горизонтальній ділянці

шляху виміряти довжину шляху при зміні швидкості на $\Delta V_{cpr} = 5...10$ км/год, знайти середню швидкість інтервалу, що розглядається і, прийнявши відповідне цієї швидкості значення основного питомого опору, виконати розрахунки за формулою (3.6') або (3.6'').

Слід мати на увазі, що при електричній передачі потужності розрізняють поняття та величини основного питомого опору руху під струмом (режими тяги та електричного гальмування) і без струму (режими вибігу та фрикційного гальмування).

Під час руху під струмом сили тертя в тягових електродвигунах і передавальних механізмах не включаються в опір руху, оскільки ці сили вже враховані в тягових характеристиках і характеристиках електричного гальма, які будуються з включенням втрат у двигунах та передачах. Тому в режимах тяги та електричного гальмування основний питомий опір руху w'_0 виходить меншим, ніж при русі без струму w'_{0x} , на величину сил тертя у тягових двигунах та передачах w'_{0z} , тобто

$$w'_0 = w'_{0x} - w'_{0z}. \quad (3.7)$$

На стадіях проектування локомотивів значення основних питомих опорів руху розраховують за відомими [64] усередненим для тепловозів та електровозів емпіричним залежностям:

$$w'_0 = 9,81 \cdot (1,9 + 0,010 \cdot V + 0,0003V^2); \quad (3.8)$$

$$w'_{0x} = 9,81 \cdot (2,4 + 0,011 \cdot V + 0,00035V^2). \quad (3.9)$$

Ці залежності не можуть враховувати впливу конструктивних особливостей локомотива, що створюється, а значить, не забезпечать достатньої точності визначення питомих сил тяги і гальмування за формулами

(3.6') і (3.6''). Така точність може бути підвищена при використанні у формулах (3.6') і (3.6'') дослідних значень w'_{ox} і w'_o , які можуть бути визначені за формулою (3.6''') з використанням тієї ж методики отримання вихідних даних, що і при визначенні f_k і b_T . Відзначимо лише особливість застосування цієї методики при отриманні дослідних даних для розрахунку w'_o . З огляду на те, що опір руху під струмом не враховує додаткового основного опору в тягових двигунах та передачах, випробування повинні проводитись при відключених приводах колісних пар. Для розгону локомотива, що випробовується, необхідно при цьому мати додатковий локомотив, а самі випробування повинні проводитися на спеціальному полігоні, доступ до якого з вищезгаданих причин обмежений. Тому при експериментальному визначенні f_k і b_T значення w'_o , як правило, розраховують за формулою (8).

Як альтернатива визначенню w'_o дослідним шляхом та розрахунком за формулою (3.8) пропонується спосіб визначення цієї величини за формулою (3.7), для якої значення w'_{ox} визначають експериментально, а значення w'_{oz} розраховують за емпіричними залежностями.

В основу розробки таких залежностей покладено дослідні значення w'_{ox} і w'_o раніше випробуваних тепловозів та електровозів [65]. По різниці цих параметрів при відповідних швидкостях розраховувалися витрати потужності P_3 на подолання додаткового основного опору та відповідні числа обертів тягового електродвигуна n_o :

$$w'_{oz} = w'_{ox} - w'_o; \quad (3.10)$$

$$P_3 = \frac{w_{oz} \cdot m_o \cdot V}{3,6 \cdot 10^6}, \text{ кВт}; \quad (3.11)$$

$$n_{\partial} = 5,308 \frac{\mu \cdot V}{d_k}, \text{ об / хв,} \quad (3.12)$$

де m_o – осьова маса локомотива, кг;

μ – передатне число осьового редуктора;

d_k – діаметр ходового колеса, м;

V – швидкість руху локомотива, км/год.

Сукупність дослідних значень P_3 в функції n_{∂} при швидкостях понад 20 км/год оброблялася шляхом найменших квадратів. Найменше середньоквадратичне відхилення дослідних даних отримано при апроксимації дослідних даних рівнянням виду:

$$P_3 = a_3 \cdot n_{\partial} + b_3 \cdot n_{\partial}^2 + c_3 \cdot n_{\partial}^3. \quad (3.13)$$

Значення коефіцієнтів a_3, b_3, c_3 формули (3.13) склали відповідно:

$3,3 \cdot 10^{-3}$; $0,636 \cdot 10^{-6}$; $1,22 \cdot 10^{-9}$ – для тепловозів;

$3,75 \cdot 10^{-3}$; $1,33 \cdot 10^{-6}$; $0,81 \cdot 10^{-9}$ – для електровозів.

Графічне уявлення апроксимованих значень $P_3 = f(n_{\partial})$ (рисунок 3.1) показує, що вони незначно відрізняються для тепловозів та електровозів.

Тому їх можна уявити узагальненою залежністю (3.13) з коефіцієнтами $a_3 = 3,54 \cdot 10^{-3}$; $b_3 = 0,91 \cdot 10^{-6}$; $c_3 = 1,04 \cdot 10^{-9}$ зображений на рисунку 1 пунктирною лінією.

З виразів (3.11) та (3.13) знаходимо:

$$w'_{оз} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{m_o \cdot V} \cdot (a_3 \cdot n_{\partial} + b_3 \cdot n_{\partial}^2 + c_3 \cdot n_{\partial}^3). \quad (3.14)$$

Послідовно підставляючи (3.12) в (3.14), а (3.14) в (3.7), остаточно отримаємо:

$$w'_o = w'_{ox} - 19,1 \cdot \frac{\mu}{m_o \cdot d_k} \left[a_3 + 5,308 \frac{\mu \cdot V}{d_k} \left(b_3 + 5,308 \frac{\mu \cdot V}{d_k} c_3 \right) \right]. \quad (3.15)$$

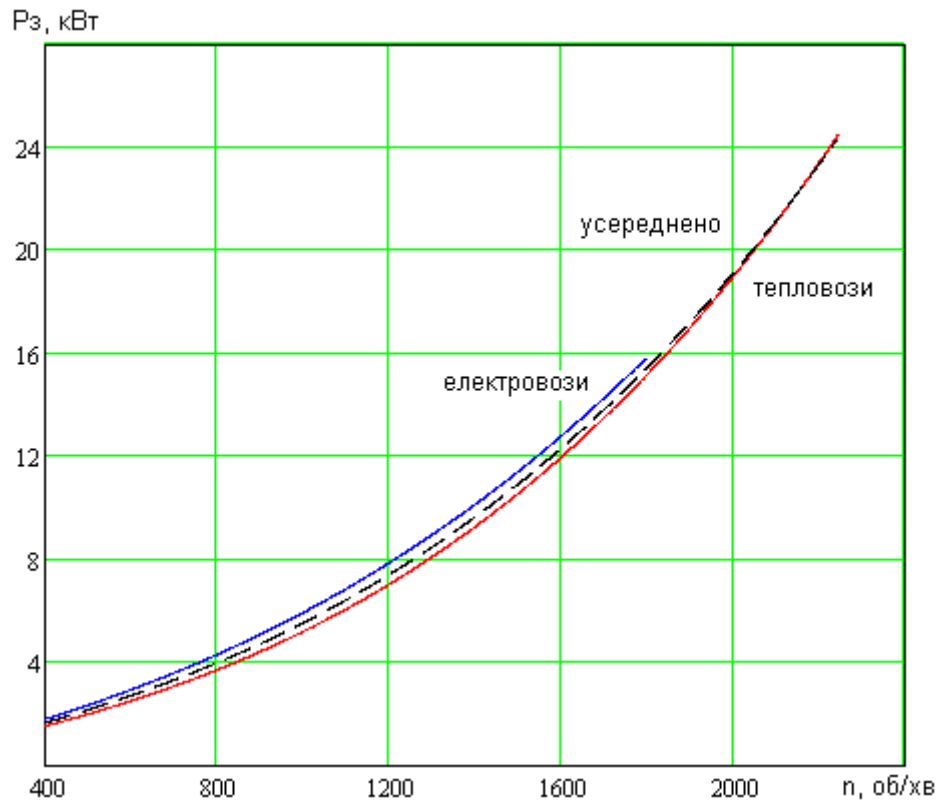


Рисунок 3.1 – Витрати потужності на тертя в осьових редукторах та тягових електродвигунах локомотивів

Перевага запропонованого експериментально-розрахункового способу визначення w'_o перед нормативним способом розрахунку за формулою (3.8) оцінювалося за середньоквадратичними відхиленнями цієї величини від дослідних значень, які були використані при розробці емпіричної формули (3.14) для розрахунку w'_{oz} . Ці відхилення для кожного випробуваного локомотива (тепловози ТЕ1, ТЕ2, ТЕ3, 2ТЕ3, ТЕП60 та електровози ВЛ22М, ВЛ23, ВЛ8) згідно з [66] розраховувалися за формулою:

$$\Delta w'_o = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta w'_o)^2}{n-1}}; \quad (3.16)$$

а усереднено для всіх (N=8) серій локомотивів за формулою:

$$\Delta w'_o = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta w'_o)^2}{N(n-1)}}. \quad (3.17)$$

Результати розрахунків показали, що точність визначення значень w'_o експериментально-розрахунковим способом порівняно з нормативним способом розрахунку окремих локомотивів підвищилася в 1,2-3,85 разу, а усереднено для всіх серій випробуваних локомотивів вона зростає в 3 разу.

3.2 Дослідження часу наповнення гальмівних циліндрів дизель-поїзда ДЕЛ-01

Часом наповнення гальмівних циліндрів t_y рухомого залізничного складу в режимі екстреного гальмування називається виражена в секундах тривалість підвищення тиску в циліндрі від нуля до рівня, що становить 95% від розрахункового тиску P_y .

Актуальність дослідження цієї величини обумовлена її впливом на предгальмівний шлях одиниці рухомого складу (ОРС), отже, і ефективність її гальмівних засобів, що визначають значною мірою безпеку руху на залізничному транспорті.

При проектуванні ОРС прогнозування гальмівної колії S здійснюється з використанням загальноприйнятої на мережі залізниць країн СНД залежності:

$$S = 0,278V_n t_n + \frac{1000}{\zeta} \int_0^{V_n} \frac{VdV}{1000g\varphi_k + w_o + gi_c}, \quad (3.18)$$

де V_n – швидкість в початковий момент гальмування, км/год;

t_n – час підготовки гальм, с;

ζ – уповільнення ОРС у км/год² під дією уповільнюючої сили 1 Н/т;

g – гальмівний коефіцієнт, кН/т;

φ_k – коефіцієнт тертя гальмівної колодки об колесо;

w_o – основний питомий опір руху ОРС, Н/т;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

i_c – профіль шляху, ‰.

Нормативні значення входять у вираз (3.18) величин є усередненими всього рухомого складу чи окремих видів його [64]. Тому їх застосування визначення ефективності гальм ОРС призводить до помилок прогнозування гальмівного шляху. Усунути додаткові витрати, зумовлені цими помилками, можна коригуванням значень розрахункових величин шляхом врахування їх залежності від параметрів конструктивних елементів гальмівної системи, що впливають на них [67, 68].

Найважливішою розрахунковою величиною, значення якої впливає на дійсний гальмівний шлях (другий доданок формули (3.18)), що проходить при повному (розрахунковому) тиску в циліндрах, є коефіцієнт тертя колодок φ_k . Другий за важливістю впливу на повний гальмівний шлях ОРС розрахунковою величиною є час підготовки гальм t_n , яке згідно [69] залежить не тільки від коефіцієнта тертя колодок φ_k , але і від часу наповнення гальмівних циліндрів t_u . Залежність φ_k від вмісту фосфору в тілі чавунної колодки, від її конструктивних особливостей та умов контактування з поверхнею катання

колеса досліджено у роботі [70]. Тут же розглянемо питання, залежності t_u від конструктивних особливостей пневматичної системи гальма. Це дозволить надалі разом із уточненими значеннями φ_k правильно розрахувати t_n за методикою [69] і підвищити точність прогнозування гальмівного шляху.

Основою для вирішення поставленої задачі є діаграма наповнення гальмівного циліндра, що є залежністю тиску в циліндрах від часу в найбільш відповідальному режимі екстреного гальмування, при якому виконують експериментальну перевірку гальмівного шляху.

Така діаграма знімається осцилографуванням процесу підвищення тиску в циліндрі на спеціальному стенді гальмівної системи або натурному зразку ОРС. Недоліком першого способу є дорожнеча виготовлення стенду, а другого способу відсутність діаграми на стадіях проектування натурального зразка.

У нашому випадку діаграма наповнення циліндра для екстреного режиму гальмування може бути отримана на екрані монітора ЕОМ реалізацією програми наповнення гальмівних циліндрів (НГЦ) пневматичної системи гальма дизель-поїзда, розробленої відповідно до методики [71], яка адекватно відображає зміну тиску в функції будь-якій елементарній камері системи.

Які конструктивні елементи гальмівної системи впливають на параметри P_u і t_u ?

У гальмівній системі дизель-поїзд ДЕЛ-01 наповнення гальмівних циліндрів проходить з живильних резервуарів через реле ум. №404 у міру підвищення тиску в робочій камері реле, з'єднаної трубопроводом з додатковим резервуаром та виходом розподільника повітря ум. №292, через лімітуючий переріз каналу якого в режимі екстреного гальмування стиснене повітря із запасного резервуара надходить у робочу камеру реле до повного вирівнювання тиску в з'єднаних ємностях.

Виходячи з балансу кількості повітря в запасному та додатковому резервуарах, у робочій камері та трубопроводах до них до та після екстреного гальмування, згідно з рівнянням Бойля-Маріотта можна записати:

$$(P_a + P_z)V_{zp} + P_a V_{dp} = (P_a + P_{dp})(V_{zp} + V_{dp}), \quad (3.19)$$

де P_a – атмосферний тиск, МПа;

P_z – надлишковий зарядний тиск у запасному резервуарі, МПа;

P_{dp} – надлишковий тиск у ємностях, підключених до робочої камери реле при екстреному гальмуванні, МПа;

V_{zp} – наведений об'єм запасного резервуара (сумарний об'єм запасного резервуара та трубопроводу, що з'єднує його розподільником повітря), л;

V_{dp} – наведений об'єм додаткового резервуара (сумарний об'єм додаткового резервуара, робочої камери реле та трубопроводу, що з'єднує їх з розподільником повітря), л.

Тиск повітря в циліндрі з урахуванням втрат тиску ΔP_{pd} на відкриття впускного клапана реле визначається виразом

$$P_u = P_{dp} - \Delta P_{pd}. \quad (3.20)$$

Підставляючи в (3.19) певний з (3.20) вираз для P_{dp} , після перетворення отримаємо

$$P_u = \frac{P_z}{1 + \frac{V_{dp}}{V_{zp}}} - \Delta P_{pd}. \quad (3.21)$$

Аналіз виразу (3.21) показує, що при постійних значеннях P_3 і $\Delta P_{p\partial}$ той самий рівень тиску в циліндрах може бути забезпечений різними абсолютними об'ємами запасного та додаткового резервуарів, якщо відношення $\frac{V_{\partial p}}{V_{зр}}$ зберегти незмінним.

Для пасажирських поїздів нормативне значення зарядного тиску становить $P_3 = 0,5 \text{ МПа}$, а нормативне значення перепаду тиску реле ум. №404 $\Delta P_{p\partial} = 0,01 \text{ МПа}$.

При підстановці цих значень у формулу (3.21) вона набуває вигляду

$$P_u = \frac{49V_{зр} - V_{\partial p}}{100(V_{зр} + V_{\partial p})}. \quad (3.22)$$

Отже, рівень тиску в циліндрах при екстремому гальмуванні визначається об'ємами таких конструктивних елементів гальмівної системи, як запасний та додатковий резервуари.

Переходячи до встановлення впливу параметрів конструктивних елементів гальмівної системи на тривалість вирівнювання тиску в запасному та додатковому резервуарах, а отже, і часу наповнення циліндрів, зауважимо, що при екстремому гальмуванні падіння тиску в запасному резервуарі становить:

$$\Delta P_3 = P_3 - P_{\partial p},$$

а витрата повітря в наведений об'єм додаткового резервуара через лімітуючий переріз каналів режимної пробки розподільника повітря:

$$Q = \Delta P_3 V_{зр}.$$

З останнього виразу випливає, що витрата повітря залежить не тільки від об'єму запасного резервуара, а й від перепаду тиску в ньому, що визначається рівнем тиску додаткового резервуару, а отже, і в гальмівних циліндрах. Очевидно, що зміна витрати повітря веде і до зміни часу наповнення циліндрів, значення якого можна розрахувати на ЕОМ за згаданою вище програмою НГЦ, приймаючи як вихідні дані обране значення $V_{зр}$ і визначене з виразу (5) значення $V_{др}$ при заданому розрахунковому рівні тиску в циліндрах.

Однак, якщо отримане значення t_u не задовольняє заданому, останнє може бути розраховане за тією ж програмою методом ітерацій.

Спростити розв'язання задачі забезпечення заданого значення t_u можна шляхом математичної обробки результатів чисельного експерименту, виконаного за допомогою програми НГЦ.

Планом проведення експерименту передбачалося визначення значень t_u для рівнів тиску в циліндрах, що варіюються в межах від 0,05 до 0,3 МПа з кроком 0,05 МПа, а в межах від 0,31 до 0,43 МПа з кроком 0,01 МПа. Об'єми запасного резервуара задавалися в межах від 10 до 100 літрів з кроком 5 л, а відповідні об'єми додаткового резервуара розраховувалися за формулою отриманої в результаті перетворення виразу (3.22):

$$V_{др} = \frac{49 - 100P_u}{1 + 100P_u} V_{зр}, \quad (3.23)$$

Розрахунковими значеннями t_u , отриманими в результаті реалізації плану чисельного експерименту, підтверджено висловлене вище судження про вплив тиску в циліндрах та об'єм запасного резервуара на час наповнення циліндра: значення t_u збільшувалися при збільшенні об'єму $V_{зр}$ і зменшенні розрахункового рівня P_u .

Математичній обробці були лише ті значення t_u , які перебували у реально допустимих межах $(3...10) \pm 0,5c$. Їх апроксимація для кожного рівня тиску з достатнім ступенем точності була описана рівняннями виду:

$$V_{zp} = \kappa t_u, \quad (3.24)$$

а апроксимація значень коефіцієнтів κ , що відповідають усім прийнятим рівням тиску P_u , – функцією виду

$$\kappa = \frac{A + BP_u}{1 + CP_u}. \quad (3.25)$$

З урахуванням значень коефіцієнтів функції (3.25) залежність (3.24) набула вигляду:

$$V_{zp} = \frac{1,33 + 1,81P_u}{1 - 2,03P_u} t_u. \quad (3.26)$$

Вираз (3.26) дозволяє визначити об'єм запасного резервуара для реалізації заданого значення t_u при прийнятому P_u , а вираз (3.23) – відповідний об'єм додаткового резервуара для реалізації прийнятого значення P_u .

Перетворюючи (3.26) щодо t_u та замінюючи P_u виразом (3.22), отримаємо залежність часу наповнення гальмівних циліндрів від наведених об'ємів запасного та додаткового резервуарів, тобто від параметрів тих же конструктивних елементів пневматичної системи гальма, якими визначається рівень тиску в циліндрах:

$$t_u = \frac{0,53V_{зр}^2 + 102,03V_{зр}V_{др}}{221,69V_{зр} + 134,81V_{др}}. \quad (3.27)$$

Різниця значень t_u , розрахованих за формулою (3.27) та за програмою НГЦ для всіх рівнів тиску та заданих об'ємів запасного резервуара не перевищує 1,6%.

Отримані рівняння були застосовані для визначення параметрів гальмівної системи вагонів дизель-поїзда ДЕЛ-01. На етапі розробки технічного проекту нормативне значення гальмівного коефіцієнта, що дорівнює 6 кН/т передбачалося реалізувати при розрахунковому тиску в циліндрах 0,4 МПа і передавальному числі гальмівної важільного передачі 1,46, для чого наведений об'єм запасного резервуара був прийнятий рівним 51 л, а об'єм додаткового резервуару відповідно до залежності (6) становив 11,1 л.

Однак при робочому проектуванні гальмівної передачі конструктивно реалізувати передатне число менше 1,7 не було можливим. Тому задля збереження нормативного значення гальмівного коефіцієнта тиск у циліндрах довелося зменшити до 0,343 МПа, для цього наведений об'єм додаткового резервуара було збільшено до 21,2 л. Час наповнення циліндрів, що розраховується за формулою (3.27), при цьому збільшився з 4,5 до 7,9 с, а різниця в часі підготовки гальм згідно з розрахунками за методикою [69] склала $\Delta t_n = 1,6\text{с}$ у зв'язку з чим за рахунок коригування передгальмового шляху на 58 метрів було підвищено точність прогнозування ефективності гальма.

Висновки по розділу 3

1. Точність експериментального визначення сил тяги та електричного гальмування локомотива залежить, зокрема, від точності визначення основного питомого опору локомотива під струмом w'_o .

2. Експериментальне визначення w'_o , що враховує специфіку конструкції локомотива, пов'язане із значними матеріальними витратами, зумовленими орендою спеціального полігону та додаткового локомотива, а також перепідкатами візків, тому значення цього параметра розраховують за нормативною емпіричною залежністю.

3. Запропоновано більш точний у порівнянні з нормативним спосіб визначення w'_o як різниці експериментальних значень основного питомого опору руху локомотива, що випробовується, на холостому ході w'_{ox} і додаткового основного питомого опору w'_{oz} , для розрахунку якого розроблена емпірична залежність.

4. Проведеними дослідженнями встановлено, що в режимі екстреного гальмування рівень розрахункового тиску в циліндрах дизель-поїзда залежить від відношення об'ємів додаткового та запасного резервуарів та не залежить від їх абсолютних об'ємів. Останні впливають лише на час наповнення гальмівних циліндрів, фактичні значення якого рекомендується розраховувати за розробленою залежністю (3.27) та враховувати при визначенні часу підготовки гальм на стадіях проектування підвищення точності прогнозування гальмівного шляху.

РОЗДІЛ 4 ВДОСКОНАЛЕННЯ ІСНУЮЧИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ З МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ ШУМУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ФРИКЦІЙНИХ ГАЛЬМОВИХ ЗАСОБІВ

4.1 Дослідження заходів щодо зниження рівня шуму на рухомому складі

Одним із негативних побічних ефектів вантажних залізничних перевезень є сильний шум, що випромінюється рухомих складом. Особливо гостро ця проблема постає у густонаселених районах житлової забудови багатьох країн. Це стало підставою для запуску в 2002 р. у Нідерландах інноваційної програми зниження рівня шуму (Innovative Programma Geluid). Міністерство екології та транспорту фінансувало цю програму, що включає як залізничні, так і автомобільні перевезення. Головною метою програми стало застосування новітніх технологій для обмеження поширення шуму від залізничного та автомобільного транспорту. При цьому основна увага приділяється, з одного боку, отриманню практичного досвіду на основі застосування новітніх технологій та, з іншого боку, демонстрації нових пристроїв. Крім того, залізничну систему розглядають загалом та досліджують заходи щодо зниження рівня шуму як на рухомому складі, так і в інфраструктурі [72].

У 2002 р. стартував пілотний проект Dolomit-Shuttle: даний вантажний поїзд вантажної залізничної компанії Нідерландів Railion Nederland оснастили шумопоглинаючими пристроями, щоб дослідити їх ефективність та отримати інформацію про вплив цих заходів на витрати життєвого циклу. Цей проект реалізується компанією Lloyd's Register Rail Europe (колишньою NedTrain Consulting BV) у тісній співпраці з міністерством транспорту Нідерландів та компаніями Infraprovider ProRail та Transporteur Railion Nederland. Стартувавши в 2002 р., проект цього напрямку залишається поки що єдиним у своєму роді в Європі [73].

Дослідження виявило, що на практиці термін служби колеса та гальмівної колодки менший, ніж очікувалося. Причиною цього є нерівномірне зношування колодок і більш короткий пробіг колеса. Усунення нерівномірності зносу та використання колодок із композиційних матеріалів дозволять досягти значних покращень у цій сфері.

У рамках тієї ж дослідницької програми було запущено п'ять проектів, в яких випробування піддали LL-колодки, що володіють коефіцієнтом тертя чавунних і низьким рівнем шуму композиційних колодок. Всі ці проекти мають надати інформацію щодо можливості використання колодок цього типу. На основі результатів було дано оцінку шумовипромінювання та запропоновано шляхи вирішення проблеми шуму, що випромінюється вантажними поїздами.

У центрі уваги проекту Dolomit-Shuttle знаходиться поїзд, що експлуатується компанією Railion Nederland, для перевезення доломітового каменю, що курсує між станціями Хермалле (Бельгія) і Вендам (Нідерланди) і складається з 29 вагонів типу Tapps. Він виконує перевезення на цьому маршруті тричі на тиждень. Пробіг вагонів, що становить 90000 км на рік, є оптимальним для дослідження показників LCC. Мета проекту – зниження рівня шуму, що випромінюється поїздом DolomitShuttle, на 7-10 дБ (А) та аналіз отриманих результатів з точки зору оцінки витрат життєвого циклу (LCC). Крім того, значимість даного проекту полягає у можливості отримання та розповсюдження знань про заходи, що забезпечують зниження рівня шуму.

Для виконання поставленого завдання у 2002 р. було складено каталог передбачуваних заходів. Їх потрібно було реалізувати на вантажних вагонах, що знаходяться в комерційній експлуатації. У 2003 р. провели випробування дослідного зразка з реалізацією на ньому різних заходів, щоб можна було порівняти їхню ефективність. У результаті в середині 2003 р. було затверджено певні заходи. Наприкінці 2003 і початку 2004 р. усі 29 вагонів було переобладнано та знову введено в регулярну експлуатацію за графіком.

З моменту переоснащення і до закінчення проекту (у грудні 2007 р.) все обладнання вагонів і рівні шуму, що випромінюються, перебували під постійним контролем. Виконувалося вимірювання рівнів шуму та встановлювався ступінь зносу різних компонентів, зробити висновки про очікувані витрати у разі їх практичної реалізації компаніями-перевізниками, що володіють вагонами, або фірмами, що спеціалізуються на лізингу рухомого складу.

У ході першого етапу проекту було витрачено чимало зусиль, спрямованих на вибір заходів щодо зниження шуму, які б забезпечили зменшення його рівня на 10 дБ (А). Розглядалися різні варіанти вирішення проблеми. Насамперед було вирішено оснастити вагони гальмівними колодками із композиційних матеріалів. Розробка таких колодок уже велася у багатьох країнах. Тимчасовий дозвіл МСЗ дозволяє юридично досить легко впроваджувати ці колодки в експлуатацію в рамках чинного законодавства. Крім того, існує думка, що колодки з композиційних матеріалів можна буде експлуатувати без додаткових витрат (без урахування витрат на переобладнання гальмівної системи вагонів, що вже є). Потенціал скорочення рівня шуму був також перспективним. Незважаючи на це спеціалісти, які спиралися на міжнародний досвід, сумнівалися, що бажаного зниження рівня шуму на 10 дБ (А) можна буде досягти лише завдяки застосуванню таких колодок. Проведені попередні виміри показали, що реальним було зниження шуму в середньому на 7 дБ (А). У зв'язку з цим було вирішено дослідити також можливість встановлення шумопоглинаючих абсорберів на колеса або застосування коліс, оптимізованих по шумовипромінюванню (з низьким рівнем випромінювання шуму).

Різними європейськими компаніями – виробниками коліс було запропоновано випустити досвідчені зразки колісних пар із шумопоглинаючими пристроями. Компанії BVV, Lucchini, Valdunes та Rafil виготовили по одній колісній парі з шумопоглинаючими абсорберами на колесах. Компанія GHH розробила конструкцію колеса, оптимізовану за

рівнем шуму, що випромінюється. Після цього почалися випробування, за допомогою яких було встановлено потенціал зниження шуму за рахунок використання цих колісних пар.

В рамках випробувань було встановлено, що колісні абсорбери забезпечують зниження шуму на величину до 2 дБ (А). Вимірювання були виконані з використанням коліс, що мали відносно гладку поверхню кочення. У оптимізованих коліс не було виявлено відчутного зниження шуму. На основі отриманих даних про зниження рівня шуму, очікувані витрати LCC та з урахуванням отримання допуску до експлуатації для проекту Dolomit-Shuttle було обрано колісну пару VMS компанії Valdunes, оснащену колісними абсорберами компанії Schrey & Veit.

З метою підбору колодок із композиційних матеріалів були проведені випробування на відчепленому вагоні з гальмівною з переобладнаною під ці колодки. Таке випробування було потрібне, щоб встановити гальмівну потужність різних колодок з композиційних матеріалів. Досвідчені зразки гальмівної системи вагонів відповідали технічним вимогам при використанні колодок як типу Cosid 810, так і Jurid 816. Оскільки колодки Cosid 810 повною мірою відповідали вимогам в рамках допуску МСЗ, їх вибрали для використання на 29-вагонному поїзді Dolomit-Shuttle.

Дослідження шуму

Для визначення ефективності встановлених колодок з композиційних матеріалів та колісних абсорберів щодо зниження рівня шуму було виконано ряд вимірювань. Вони були проведені до переобладнання поїзда та після переоснащення його гальмівної системи та ходової частини. До початку вимірювань пробіг коліс був щонайменше 30 тис. км. Вимірювання проводилися як із порожнім, так і з навантаженим потягом.

Крім визначення рівня шуму, вимірювалися також коливання у рейках, шорсткість поверхонь кочення рейок та коліс. Це дозволило зробити перерахунок вимірюваного рівня шуму стосовно умов шумоутворення, типовим для Нідерландів зі своїми рейками, мають середній рівень шорсткості. До

початку переобладнання вагонів було визначено рівень випромінюваного шуму $L_{Aeq} = 93$ дБ (А), виміряний на відстані 7,5 м від осі колії при швидкості руху поїзда 100 км/год. Після переналагодження вагонів та їх обкатки було виміряно середній рівень шуму, що дорівнює 84 дБ (А). Завдяки використанню композиційних колодок та колісних абсорберів рівень шуму знизився на 9 дБ (А).

Такого зниження було досягнуто переважно за рахунок композиційних колодок. Було встановлено, що шорсткість коліс значно зменшилася. Для того щоб встановити зменшує шум вплив композиційних колодок за більш тривалий період часу, повторно вимірювалися шорсткості. Так, при пробігу 250 тис. км. після обточування шорсткість збільшилася зовсім незначно.

З метою визначення вкладу колісних абсорберів у загальне зниження шуму виконані різноманітні дослідження вагона з даними пристроями та без них. Виявилось, що вагон без шумопоглинаючих абсорберів випромінює шум на 2,5 дБ (А) більше, ніж вагон, обладнаний ними. За допомогою так званого VTN-аналізу (аналіз віброакустичного шуму залізничної колії) було встановлено парціальний внесок колеса та рейки до загального спектру шуму. На рисунку 4.1 показаний підсумковий спектр шуму вагона з колесами без абсорберів, але в рисунку 4.2 – з абсорберами. На рисунку 4.3 наведено порівняння обох характеристик, з якого видно, що частотному діапазоні, де колесо як джерело шуму домінує над рейками (2-10 кГц), колісні абсорбери дають значне зниження рівня шуму.

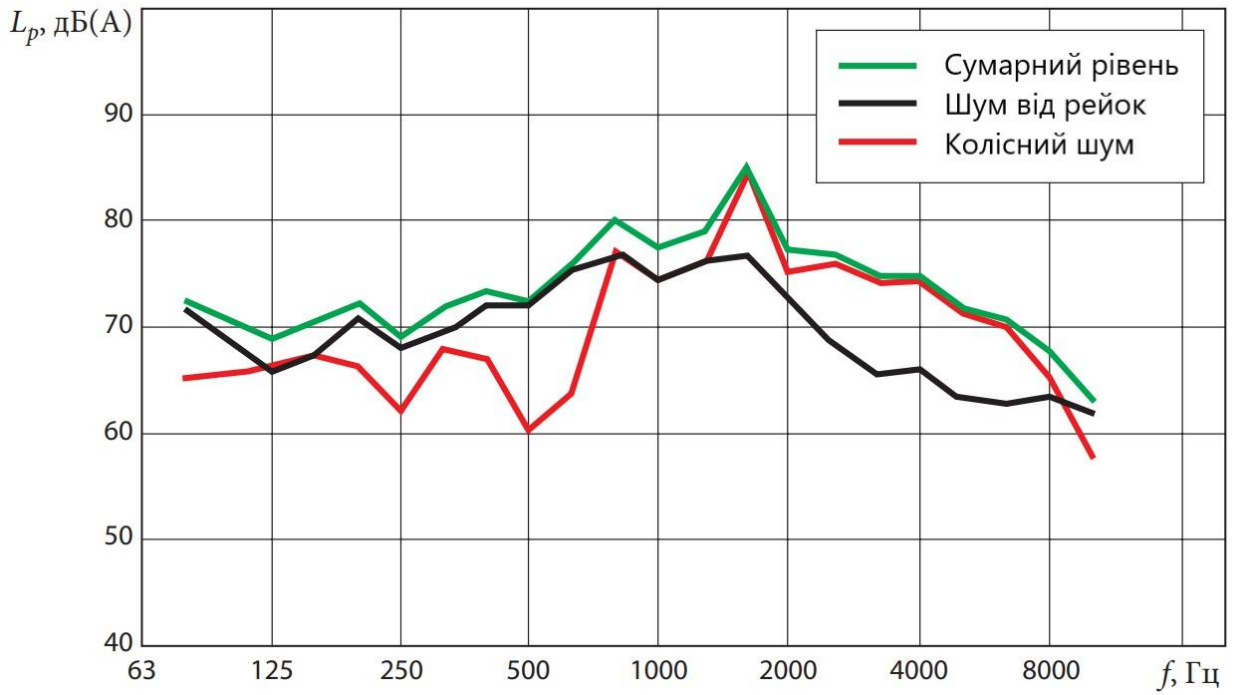


Рисунок 4.1 – Результати VTN-аналізу для вагонів з колесами без абсорберів:

L_p – рівень шуму; f – частота

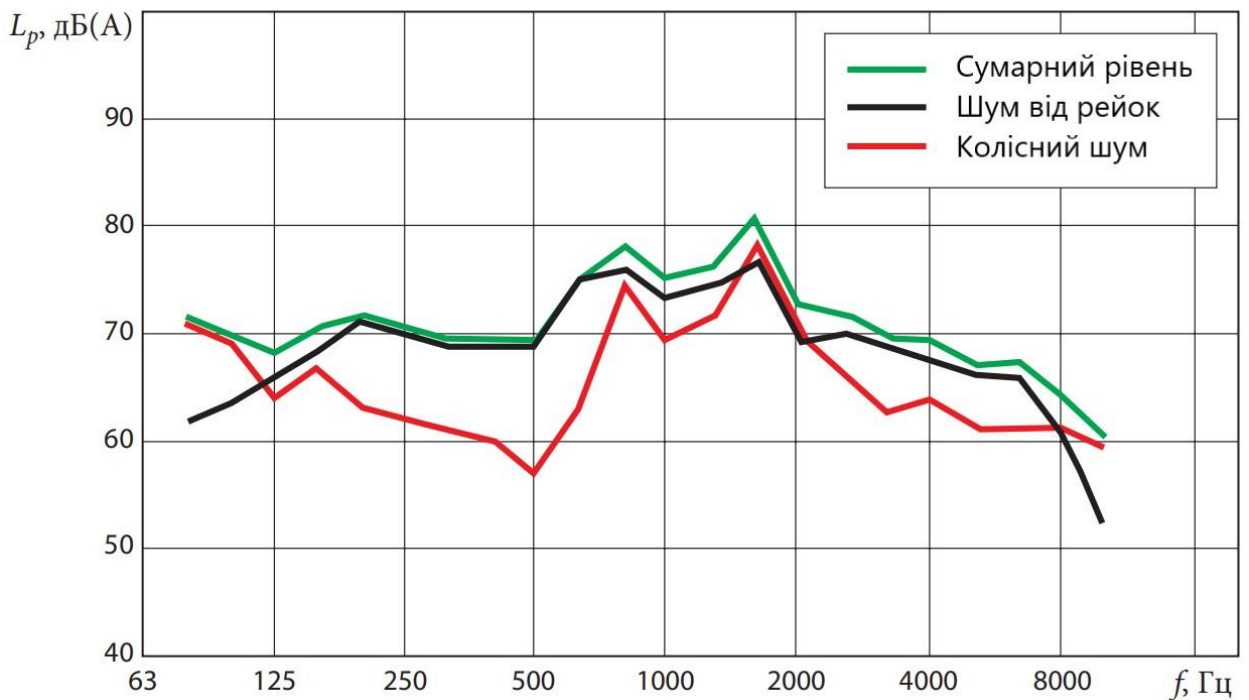


Рисунок 4.2 – Криві рівнів шуму для вагонів з колесами, обладнаними абсорберами: позначення позицій, як на рисунку 1

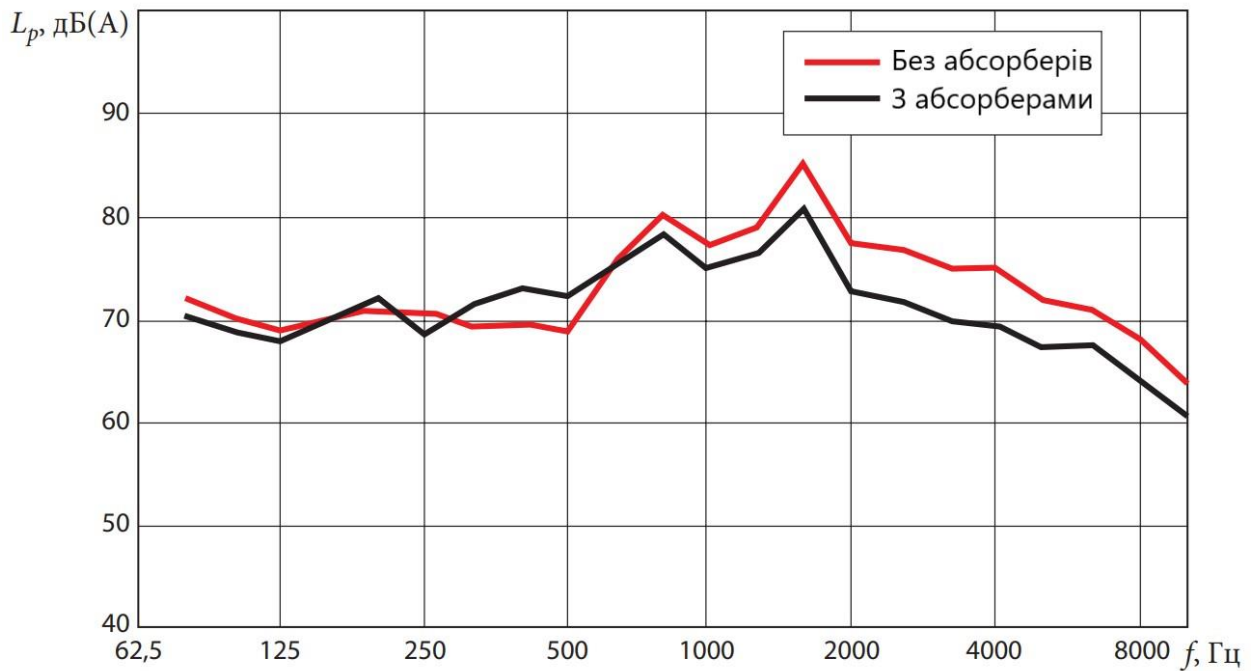


Рисунок 4.3 – Порівняння результуючих кривих: позначення позицій, як на рисунку 1

Витрати LCC гальмівних колодок

Однією з головних цілей проекту було визначення впливу різних заходів щодо придушення шуму на витрати LCC вагонів. Для цього протягом трьох місяців проводились вимірювання товщини гальмівних колодок та профілю коліс поїзда Dolomit-Shuttle. Параметри зносу були перераховані на передбачуваний термін служби коліс і колодок. Шляхом порівняння певного терміну служби колодок та коліс для вагонів, обладнаних композиційними та чавунними колодками, було встановлено різниця у величині LCC.

Було встановлено, що зношування колодок типу Cosid 810 склало 17 мм на 100 тис. км пробігу. Цей вимірний показник зносу відповідає вимогам МСЗ. Порівняно із зносом чавунних колодок (52 мм на 100 тис. км пробігу) знос композиційних у 3 рази менше. На жаль, термін їхньої служби не був у 3 рази більшим.

Практика показала, що на колодках після закінчення половини їхнього теоретичного терміну служби утворюються сколи. На рисунку 4.4 показані криві зміни зносу на практиці та теорії. Відповідно до теорії товщина

зношування колодок може становити в середньому 20 мм, але у зв'язку з асиметричністю зношування, що виникає при такому типі експлуатації, колодки доводиться замінювати вже тоді, коли термін служби досягне лише половини їх теоретичного терміну. Замість теоретично розрахованого терміну служби, що дорівнює 230 тис. км пробігу, практичний термін сягає лише 130 тис. км.

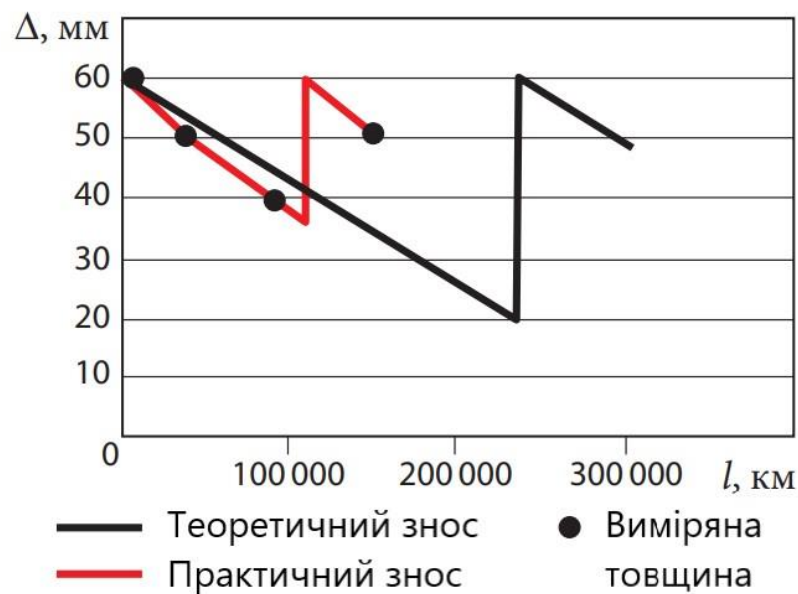


Рисунок 4.4 – Криві зносу гальмівних колодок:

Δ – товщина колодок; l – пробіг колеса

Витрати LCC коліс

Застосування композиційних гальмівних колодок призводить до підвищеного зношування поверхні кочення колеса. У вагона даного типу з чавунними колодками зменшення діаметра внаслідок зносу становить 1 мм на 100 тис. км пробігу. При використанні композиційних колодок ступінь зношування зростає в 3 рази і склала 3,2 мм на 100 тис. км. Зношування профілю колеса, зображеного в системі координат x - y , показано на рисунку 4.5.

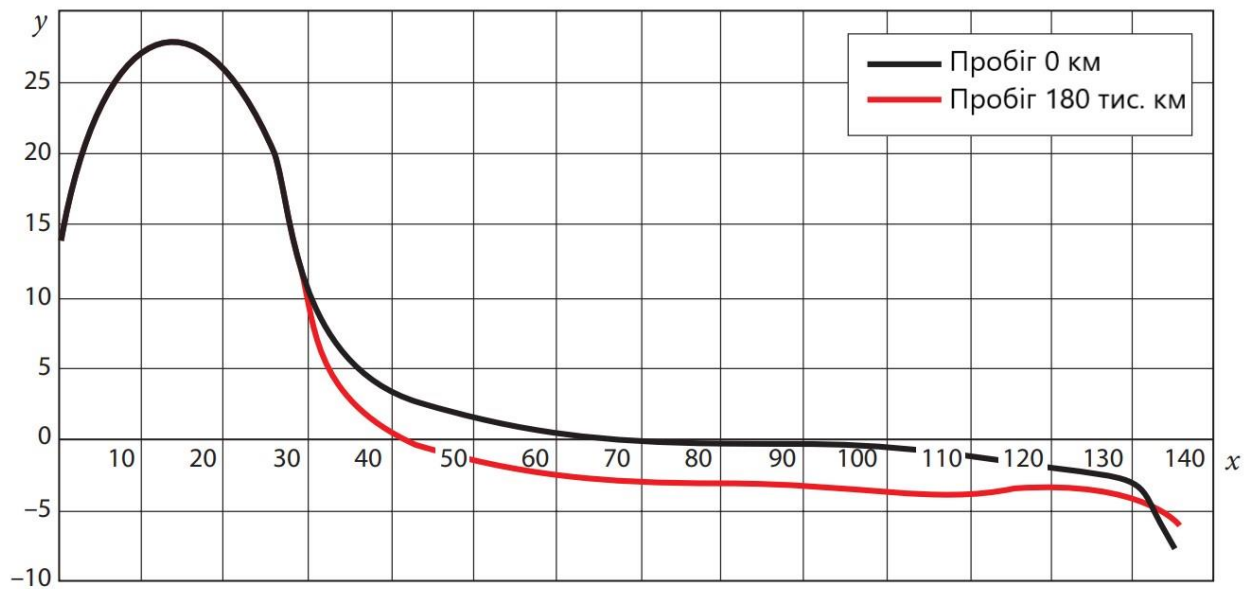


Рисунок 4.5 – Зношування поверхні кочення колеса після пробігу 180 тис. км

Як видно, в результаті зношування поверхні кочення збільшилася товщина гребеня бандажа. Щоб запобігти передчасному відбраковуванню коліс по зносу, був застосований профіль із зменшеною товщиною гребеня бандажа. Велике значення для терміну служби коліс має не тільки зношування поверхні кочення, але й неминуче при обточуванні коліс зменшення діаметра кола кочення. При використанні для вагона чавунних колодок, що розглядаються, середній пробіг колісних пар до першого обточування становить 350 тис. км, причому діаметр зменшується на 13 мм.

Для коліс із композиційними гальмівними колодками скорочується величина пробігу між обточуванням. До кінця 2006 р. більшість колісних пар мали пробіг від 220 тис. до 270 тис. км, і багато з них вже були піддані обточуванню. У всіх колісних парах спостерігалось розширення обода колеса під впливом навантаження. Статистичний аналіз показав, що середній пробіг між обточуванням коліс становить 230 тис. км. Якщо інтервали між обточуванням коліс із чавунними колодками дуже великі, то цілком ймовірно, що для коліс із композиційними колодками вони значно менші. При обточуванні діаметр потрібно зменшувати в середньому на 9 мм, щоб профіль колеса знову набув потрібної форми. Якщо підсумовувати зменшення

діаметра в результаті зношування та обточування, то можна зробити висновок, що середнє зменшення діаметра колеса збільшилося з 3,7 мм/100 тис. км (для чавунних колодок) до 7,1 мм/100 тис. км (для композиційних) .

У таблиці 4.1 наведено основні причини, з яких виконували обточування колісних пар поїзда Dolomit-Shuttle з гальмівними чавунними та композиційними колодками.

Таблиця 4.1 – Підстави для обточування бандажів поїздом Dolomit-Shuttle

Підстави для обточування	Тип гальмівних колодок	
	Чавунні	Композиційні
Повзуни	28%	0%
Втомні тріщини на поверхні кочення	16%	
Прокат	32%	
Поширення обода	23%	100%

Результати досліджень показали, що підстави для обточування коліс можуть суттєво змінитись. У зв'язку з більш частими обточуваннями, обумовленими розширенням обода, більше не потрібно обточування через прокат. Очевидно, і можливість виникнення втомних дефектів поверхні кочення через вищий її знос виключається. Для вагонів з гальмівними чавунними колодками 28% випадків обточування пов'язані з утворенням повзунів, тоді як колісні пари з композиційними колодками їх не мають. Це дуже позитивний момент, оскільки вимога виконання обточування коліс складається заздалегідь, що спрощує планування технічного обслуговування і ремонту вагонів. Набагато більше значення при тому, що повзуни, якби вони з'являлися, могли б звести нанівець потенційне зменшення шуму композиційними колодками. Але, мабуть, для цих побоювань немає підстав.

Скорочення пробігу між обточуванням не впливає негативно на LCC. Ремонт коліс можна спрогнозувати, що також призводить до зниження витрат. Крім того, з'ясувалося, що термін служби профілю колеса між обточуванням прирівнюється до терміну служби колодок. Якщо стане можливим вирішення

проблеми асиметричного зносу колодок, можна було б виконувати обточування коліс і замінювати колодки протягом одного й того ж циклу технічного обслуговування, а саме після пробігу приблизно 230 тис. км. Вимірне зменшення діаметра колеса в цьому проекті дуже значне. Воно викликане, головним чином, більш коротким проміжком часу між обточуванням коліс через сильне зношування поверхні кочення і відносно великим зніманням металу при обточуванні. Оскільки в даному випадку обточування коліс було пов'язане виключно з розширенням обода, то таке велике знімання металу в принципі не було потрібне. Звідси випливає, що витрати коліс ЛСС можна було б оптимізувати за рахунок впровадження методів економного обточування. Слід зауважити, що використання замість чавунних композиційних колодок може призвести до того, що потрібна зовсім інша стратегія технічного обслуговування та ремонту вантажних вагонів.

Після завершення обробки результатів проекту стане ясно, які заходи виявляться кращими для зниження рівня шуму, що випромінюється рухомих складом. На основі цього висновку буде визначено подальші дії на перспективу. Безсумнівно, вони будуть ґрунтуватися на тому, що при розробці рухомого складу найбільшій увазі повинні заслуговувати технічні рішення, які забезпечують найбільше зниження рівня випромінюваного шуму.

Питання великої важливості є впровадження LL-колодок. Три типи колодок цього виду отримали від МСЗ попередній допуск до експлуатації та проходять експлуатаційні випробування. На основі цього було ухвалено рішення в рамках програми Innovative Programma Geluid провести випробування LL-колодок усіх трьох типів. За домовленістю з Міністерством транспорту Нідерландів, компаніями Infraprovider ProRail та Railion Nederland компанія Lloyd's Register Rail Europe працює над реалізацією п'яти проектів із LL-колодками. У цих проектах використовують 125 вантажних вагонів. У роботі також беруть участь різні вантажні компанії-перевізники з Нідерландів та міжнародні компанії, які володіють вантажними вагонами.

4.2 Зниження рівня шуму на залізничному транспорті Європи

На залізницях Німеччини (DB), за різними оцінками, визнаються неблагополучними за рівнем шуму від 3500 до 5000 км ліній. Середній рівень понад 70 дБ (А) створюють нічні вантажні перевезення на завантажених ділянках. Під час руху вантажних поїздів, складених з локомотивів та вагонів старих серій, рівень шуму під час руху зі швидкістю понад 100 км/год перевищує 100 дБ (А). Рух пасажирських поїздів викликає значно менше шуму, порівняно з вантажними. Рівень шуму збільшується зі збільшенням швидкості; при швидкості вище 250 км/год шум від руху поїзда посилюється завдяки появі додаткової складової – аеродинамічної. Важливими видами шуму є повітряний і моторний, випромінювані локомотивом [74].

4.2.1 Шум на залізничному транспорті у Німеччині

Захист від шуму на залізничному транспорті в Німеччині регулюється 16-м пунктом федерального закону про рівні випромінюваного шуму (16.BlmSchV, 1990). При будівництві нових, оновленні та реконструкції, а також значній зміні існуючих ліній повинні дотримуватися задані межі шумовипромінювання (наприклад, у житлових районах 59 дБ (А) вдень та 49 дБ (А) вночі). У той же час для звичайних ліній, що експлуатуються, законодавчі акти в цьому відношенні не розроблені: в даний час тут стоїть завдання знизити рівень шуму в житлових районах до 70 дБ (А) вдень і до 60 дБ (А) вночі. Шум від руху вантажних поїздів особливо негативно діє у нічний час, тому головним завданням є всіляке зниження шуму від вантажних поїздів, при цьому вночі він має бути на 10 дБ (А) менше ніж вдень.

Для залізничного рухомого складу не встановлено граничних норм випромінювання шуму; їх розраховують з урахуванням вимог з охорони праці на транспорті та з позицій забезпечення комфорту для оточуючих. У таблицях 4.2 і 4.3 показані встановлені та існуючі рівні шуму при проходженні

пасажирських високошвидкісних і вантажних поїздів. Аналіз таблиць показує, що зниження рівня шуму необхідне передусім для вантажних вагонів.

Таблиця 4.2 – Предписувані Технічною специфікацією сумісності (TSI) граничні та фактичні значення рівнів шуму для нового високошвидкісного рухомого складу

Швидкість, км/год	Граничні значення рівня шуму, дБ(А), виміряні на відстані 25 м від осі колії на висоті 3,5 м	Фактичні рівні шуму, дБ(А)
200	88*	–
250	89* (88)	87 – 94
300	92* (91)	91 – 95
320	94* (92)	92 – 96

Наведені норми для рівня шуму діють з 2007 р. Вони відносяться до електропоїздів зі швидкістю руху 250 км/год, а також пасажирських поїздів з максимальною швидкістю 200 км/год (моторвагонним і на локомотивній тязі).

Таблиця 4.3 – Фактичні значення рівнів шуму та гранично допустимі за TSI Noise для нових або модернізованих вантажних вагонів

Питома кількість осей, що припадають на 1 м довжини нового або модернізованого вантажного вагона	Граничні значення шуму, дБ(А), виміряні з відривом 7,5 м від осі шляху на висоті 1,2 м за швидкості руху 80 км/год	Фактичний рівень шуму, дБ(А)
До 0,14	82* (84)**	92 – 94
Від 0,15 до 0,275	83 * (85) **	93 – 96
Від 0,275	85 * (87) **	94 – 98

*для нового рухомого складу.

**для модернізованого рухомого складу.

У ході проведених досліджень виявлено залізничні лінії, де рівень шуму, що випромінюється вночі, перевищує 60 дБ(А). Сумарна довжина таких ліній, що частково проходять у містах та інших зонах щільної забудови, становить 12 тис. км.

4.2.2 Програма заходів МСЗ

Європейський Союз рекомендує два шляхи зниження рівня шуму. Перший – здійснення рекомендацій ЄС щодо оцінки рівня шуму та заходів його зниження (2000/49/EG, EU-Rili) та другий, розроблений спеціально для залізничного транспорту, запровадження «Технічної специфікації щодо сумісності систем» (TSI). Держави-члени на основі інструкції ЄС складають так звані карти шуму та розробляють заходи боротьби, які включають до національних законодавств щодо захисту навколишнього середовища. У розробці рекомендованих заходів та складанні карт шуму для дорожнього, повітряного та залізничного транспорту, а також для промислових підприємств має брати активну участь громадськість.

В області залізничного транспорту на 2007 р. (перший етап) було заплановано складання подібних карток для всіх головних ліній з обсягом руху 60 тис. поїздів на рік і більше. Сумарна довжина таких ліній у Німеччині становить приблизно 4000 км. На другому етапі (2012) карти шуму будуть складені для головних ліній з обсягом руху 30-60 тис. поїздів на рік. У густонаселених районах необхідне додаткове складання карток на лініях з обсягом руху 15 тис. поїздів на рік (приблизно два поїзди на годину). Відповідальність за цю роботу покладено на Федеральне бюро залізниць Німеччини. Через рік після складання подібних карток (2008 та 2013 рр.) місцеві органи влади мають надати плани заходів щодо зниження рівня шуму.

Крім цього, ЄС рекомендує проведення заходів, спрямованих на зниження шуму безпосередньо в місцях його виникнення – на рухомому складі та конструкції шляху. Звичайно, боротьба з шумом не повинна обмежуватися заходами непрямого захисту, а саме зведенням шумозахисних стін та використанням шумозахисних вікон у будівлях, розташованих близько до залізничної лінії. Насамперед, на думку ЄС, слід реалізувати заходи щодо гасіння шуму у місцях його виникнення.

Розділ TSI, присвячений зниженню шуму на звичайному (TSI Fahrzeuge-Lärm) та високошвидкісному рухомому складі (TSI HGV), вказує граничні значення повітряного шуму для нового рухомого складу на звичайних та високошвидкісних лініях. Ці значення використовуються при допуску в експлуатацію нового рухомого складу, що підрозділяється на вантажні та пасажирські вагони, електровози та тепловози, електропоїзди та дизель-поїзди. Враховуються також рівні шуму при різних робочих режимах – під час стоянки, при троганні, а також рівень шуму від поїзда зовні і рівень шуму в кабіні машиніста.

Так як шум, що випромінюється вагонами, визначається його рівнем, що виходить від коліс, причому вантажні вагони мають різну конструкцію ходової частини, то тут слід виходити з питомої кількості осей, що припадає на 1 м довжини вагона. Граничні значення рівня шуму для вантажних вагонів TSI набули чинності 31 січня 2007 р. Для іншого рухомого складу норми TSI діють з 23 червня 2006 р. Визначення рівня шумовипромінювання є першим кроком у вирішенні проблеми. Другий крок передбачає зниження протягом наступних 10 років на 5 дБ (А) рівнів шуму, зазначених у таблиці 4.3. Зниження у два етапи рівня шуму на 5 дБ (А) для вантажних вагонів або на 2 дБ (А) для дизельних електропоїздів обумовлено достатньо низьким потенціалом зниження шуму на рухомому складі. Вирішення проблеми можливе, з одного боку, за допомогою технічних засобів, з іншого – за рахунок вищих вимог до подальшого вдосконалення нового рухомого складу. Нові вантажні вагони повинні мати більш удосконалену гальмівну техніку та не повинні обладнатися чавунними гальмівними колодками.

Європейська консультативна рада з залізничного транспорту (ERRAC) у 2002 р. поставила за мету – до 2020 р. знизити рівень шуму у місцях його виникнення на 20 дБ(А) для вантажних вагонів та на 5 дБ(А) для високошвидкісних поїздів. За планами ЄС, зниження шуму в місцях його виникнення стоїть на першому місці. Це насамперед шум від руху рухомого складу. Для його зниження необхідні [75]:

- заміна чавунних гальмівних колодок композиційними;
- використання спеціальних рейкошліфувальних технологій;
- використання конструкцій коліс і візків зі зниженим рівнем шуму;
- обмеження високочастотних шумів при русі рухомого складу в кривих та в процесі гальмування;
- укладання конструкцій колії з низьким випромінюванням шуму.

Для зниження тягових шумів потрібні:

- малошумні дизелі;
- системи вентиляції та охолодження з низьким рівнем шуму;
- гідродинамічні системи із шумовими демпферами.

Зменшення аеродинамічних шумів досягається застосуванням конструкцій кузова та струмоприймачів зі зниженим аеродинамічним опором.

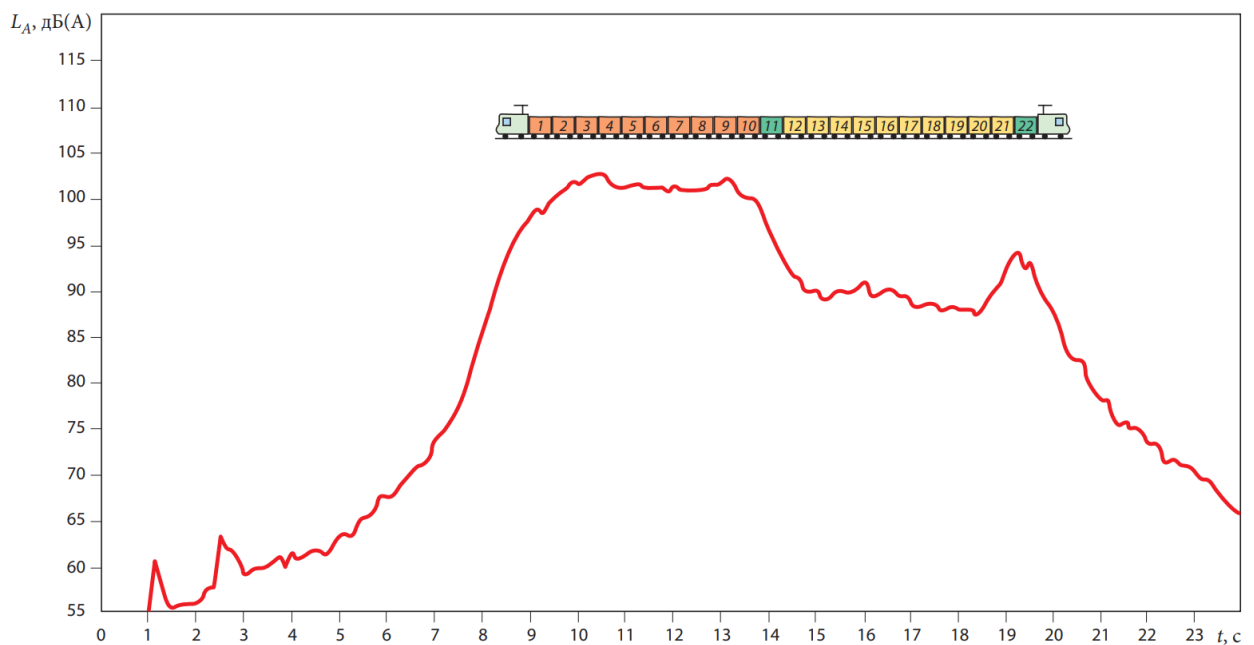


Рисунок 4.6 – Рівень шуму від поїзда, що проходить, складеного з вагонів з чавунними і композиційними гальмівними колодками:

L_A – рівень шуму; t – час; 1-10 – вагони серії Tamns 895 з чавунними колодками; 11, 22 – вагони серії Tamns з чавунними колодками; 12-21 – вагони серії Tamns 895 з композиційними колодками

Програма МСЗ передбачає встановлення на всіх нових вантажних вагонах композиційних гальмівних колодок для зниження рівня шуму (на існуючому рухомому складі потрібна заміна чавунних колодок на композиційні). Це призведе до зниження шуму від поїзда (рисунок 4.6) приблизно на 10 дБ (А). Гладка поверхня кочення колеса утворюється завдяки шліфуючій дії гальмівною колодкою. Коефіцієнт тертя композиційної гальмівної колодки вище, ніж чавунної, і збільшується при низьких швидкостях. При зупинковому гальмуванні поштовх майже відчувається завдяки тому, що коефіцієнт тертя такої колодки практично залежить від швидкості.

Композиційні гальмівні колодки мають більші переваги в порівнянні з чавунними. Але так як існуючий рухомий склад обладнаний чавунними колодками гальмами, то при заміні їх на композиційні потрібно регулювання всієї гальмівної системи. Для мінімізації витрат на таке регулювання було прийнято рішення застосувати так звані LL-колодки, які мають коефіцієнт тертя чавунних колодок і низький рівень композиційних шумів. Колодки цього типу були піддані дослідженням та експлуатаційним випробуванням. Отримані результати показали, що за рівнем шуму деякі типи колодок LL ще не досягли рівня, характерного композиційним колодкам. Мають допуск до експлуатації колодки LL двох типів, а композиційні колодки допущені МСЗ до експлуатації ще у 2003 р. Під егідою цієї організації проведено дослідження, спрямовані на визначення витрат, необхідних для переобладнання вантажних вагонів із встановленням на них гальмівних колодок LL.

На європейських залізницях уже переобладнано 600-700 тис. вантажних вагонів. На рисунку 4.7 дано криву, яка показує, що 80% переобладнаних вагонів дали видиме зниження шуму на лініях, де курсують переобладнані вантажні поїзди. Насамперед необхідно переобладнати рухомий склад, що курсує на міжнародних маршрутах. Так, на Федеральних

залізницях Швейцарії (SBB) у рамках програми зниження рівня шуму вже проводиться заміна чавунних колодок на композиційні.



Рисунок 4.7 – Зниження рівня шуму при заміні на вантажних вагонах чавунних колодок гальмівних композиційними

4.2.3 Вимоги до виробників рухомого складу та компаній-перевізників

У разі збільшення обсягів міжнародних перевезень та тісної взаємодії транспортних систем необхідно приділяти увагу вдосконаленню рухомого складу та інфраструктури щодо зниження рівня шуму. Підприємства, що займаються інфраструктурою, та компанії-перевізники не можуть одні виконати ці вимоги. Модернізація техніки рухомого складу вимагає проведення великих досліджень компаніями, які виготовляють рухомий склад. Для зниження рівня шуму підприємства-виробники використовують конструкторські можливості, а компанії-перевізники спільно з власниками інфраструктури мають реалізувати заходи щодо захисту довкілля у зоні залізничних ліній.

Відомі багато способів зниження шуму на рухомому складі. Менш досліджено спільний вплив кількох способів зниження рівня шуму під час проходження поїзда чи одиниці тягового рухомого складу.

У разі використання композиційних гальмівних колодок рівень шуму знижується на 10 дБ (А). Якщо вжити додаткових заходів, то можливе подальше зниження шуму на рухомому складі. Рівень шуму може бути знижений шляхом зміни конструкції колеса, візка, кузова, а також підressорювання окремих конструкційних елементів або установкою екрануючих аеродинамічних фартухів на ходовій частині з метою зниження рівня повітряного шуму. Модернізація цих елементів має знижувати їх функціональні якості. Модернізовані елементи повинні відповідати умовам експлуатації на залізницях та не вимагати великих витрат на технічне обслуговування. Усі заходи, спрямовані на зниження шуму, не повинні вести до збільшення витрат життєвого циклу (LCC) [76].

Випробування всіх компонентів з метою визначення їх зносостійкості є складним завданням, що вимагає великих витрат. Тут потрібні як стендові, так і експлуатаційні випробування. Моделювання окремих заходів та визначення їх впливу на загальний рівень шуму можливе лише при спільній роботі підприємств-виробників та постачальників окремих компонентів. В даний час при створенні тягового рухомого складу розробниками практикується так званий акустичний менеджмент з метою моделювання всіх джерел шуму та розробки заходів щодо його зниження.

Під час обговорення всіх питань, пов'язаних зі зниженням шуму, повинні використовуватися досвід та можливості компаній-перевізників та власників інфраструктури. Наприклад, на ДВ проводяться акустичні дослідження та випробування, пов'язані з питаннями боксування на високошвидкісних лініях, експлуатації шляху на жорсткій підставі, демпфування рейок, зниження шуму на мостах, створення малошумного колеса та потужного дискового гальма, що не генерує високочастотних шумів.

ДВ ухвалили рішення знизити рівень шуму в період з 2000 до 2020 р. у 2 рази. Для цього необхідні такі заходи:

- реалізація на залізницях країни програми федерального уряду щодо зниження шуму;
- заміна чавунних гальмівних колодок вантажних вагонів на композиційні;
- розробка системно сумісних та економічно вигідних технічних рішень у галузі модернізації рухомого складу та шляхи з метою зниження рівня шуму на 5-7 дБ (А).

Державна програма з мінімізації рівня шуму на залізницях проводиться з 1999 р. Щорічно виділяються кошти для зведення шумозахисних стінок та оснащення будівель шумоізолюючими вікнами, для того щоб у житлових будинках рівень шуму не перевищував 70 дБ(А) вдень та 60 дБ А вночі. З початку 2007 р. виділено кошти на обстеження 34 тис. км колії, з яких 3500 км перебувають у житлових зонах. Було збудовано 115 км шумозахисних стінок, більш ніж 26 тис. квартир обладнані шумоізолюючими вікнами. Цей обсяг робіт виконано на 360 км колії.

У рамках реалізації програми МСЗ щодо зниження рівня шуму ДВ приділяють особливу увагу переобладнанню вантажних вагонів. Вантажна компанія Railion Deutschland ввела в експлуатацію понад 3000 нових вантажних вагонів із композиційними гальмівними колодками. Якби у Німеччині 85% парку вантажних вагонів було обладнано такими колодками, це дало б зниження рівня шуму в середньому на 3-5 дБ(А). Реалізація потенціалу зниження рівня шуму на 10 дБ (А) поки що неможлива у зв'язку зі змішаним рухом. Розрахунки показують, що за умови оснащення вантажних вагонів композиційними колодками зменшення частки пасажирських поїздів та збільшення частки вантажних на лінії забезпечують найбільший потенціал зниження рівня шуму.

На залізницях Німеччини курсують 15% вагонів закордонного виробництва, які відіграють негативну роль у вирішенні проблеми шуму. На

цих вагонах не ставитимуться композиційні гальмівні колодки, тому тут необхідні інші заходи для зниження шуму у світлі зростання обсягу перевезень, що спостерігається. Це можуть бути візки зі зниженим рівнем шуму, кузова вагонів нової конструкції, удосконалені системи передачі зусилля рейок – шпала – баласт та усунення причин високочастотних шумів у кривих.

Загальна концепція програми зниження рівня шуму, оцінка введених для цього заходів і підготовка документації були розроблені Екологічним центром залізниць на основі кадастру шумових навантажень (LBK). Кадастр, у свою чергу, базується на географічній інформаційній системі, де показані залізничні лінії та зони забудови з їх дійсним географічним розташуванням. Зображені на планах магістральні лінії та під'їзні шляхи забезпечені інформацією про швидкість руху на них, обсяг руху, тип шпал, радіуси кривих і тип підстави шляху. Особливо важливим тут є облік рівня шуму на залізничних переїздах та мостах. Інформація щодо інтенсивності руху доповнена даними про параметри, що визначають акустичні особливості поїздів окремих типів (швидкість, довжина, частка дискових гальм, тип поїзда). Ці дані можуть використовуватися для розрахунку рівнів випромінюваного шуму на конкретних ділянках шляху та визначення шляхів його розповсюдження.

Для моделювання ефективності заходів щодо зниження рівня шуму, що впливає на житлові квартали, можна використовувати тривимірні розрахунки з урахуванням рельєфу місцевості, наявності конкретних будівель та розташування шляху у профілі. На підставі цих даних можна приймати рішення про доцільність тих чи інших заходів, наприклад, будівництва шумозахисних стінок. На основі кадастру можна проводити дослідження з питань планування шумозахисних заходів для нових та модернізованих ліній та заходів щодо зниження рівня шуму на існуючих лініях, надається також можливість складати карти за рівнем шумів відповідно до програми ЄС.

Завдяки кадастру LBK спрощується узгодження допустимих норм рівня шуму місцевих органів громад. Виходячи з плану ділянки залізничної лінії та рівня випромінюваного нею шуму, можна розрахувати ізофони (лінії однакової інтенсивності поширення шуму) ліворуч і праворуч від ділянки, що проходить по території громади. Цим способом визначаються площа житлової забудови та чисельність населення, що знаходиться в зоні ізофону. Цей спрощений двовимірний розрахунок замінить більш дорогий тривимірний метод складання шумових карток, запропонований програмою ЕС. На основі його результатів визначають зони, критичні з точки зору шуму, та приймають рішення про оптимізацію заходів захисту від шуму.

ДВ використовують кадастр для вибору стратегії боротьби з шумом та визначення ефективності шумозахисних заходів, реалізованих на рухомому складі, колії та різних залізничних пристроях. Загальна концепція реалізації програми боротьби з шумом також складена на основі цього кадастру. Крім того, на базі LBK ведеться документування заходів шумозахисту, приймаються рішення щодо проведення досліджень у цій галузі, а також виконується аналіз відгуків та скарг населення.

ЕС визначив та сформулював у специфікації TSI основні завдання щодо зниження рівня шуму, які були поставлені перед МСЗ та залізницями Німеччини, сформульовані на основі європейських стандартів щодо оцінки рівнів шуму на залізничному транспорті та інструкцій комісії ЄС із захисту навколишнього середовища. Вони спрямовані на вдосконалення рухомого складу та шляхи, які мають проводитися відповідно до технічних специфікацій про сумісність систем (TSI), що стосуються рівнів шуму на рухомому складі (TSI Fahrzeuge Lärm) та високошвидкісного руху (TSI Hochgeschwindigkeitsverkehr). Найневідкладнішим заходом у зв'язку з цим є швидка та повна заміна чавунних гальмівних колодок вантажних вагонів композиційними. Для розробки та реалізації заходів щодо боротьби з шумом потрібна спільна робота фахівців у галузі розробки конструкцій рухомого складу та колійних пристроїв, а також співпраця з компаніями-перевізниками

та власниками інфраструктури. Важливим інструментом, створеним для успішнішого вирішення поставлених завдань, є кадастр шумових навантажень, розроблений DB.

4.3 Зниження рівня шуму в кривих

Скрегіт у кривих виникає тоді, коли колісна пара через різні радіуси кочення коліс не може котитися рейками без прослизання. Запобіжні заходи або зменшення скрежета можуть вживатися на різних стадіях генерування цього шуму. При цьому повинні дотримуватися певних вимог, таких, наприклад, як мінімально допустиме значення коефіцієнта тертя, помірні експлуатаційні витрати життєвого циклу, а також типові умови залізничної мережі та реалізованих у ній експлуатаційних процесів. Крім того, при використанні мастил повинна підтверджуватись їх екологічна нешкідливість.

Для запобігання скреготу на рухомому складі можуть використовуватися наступні рішення: колеса, що обертаються на осі, класичні колісні пари з радіальною установкою коліс, колісні шумопоглиначі (абсорбери), змашування гребеня бандажа або поверхні кочення колеса. Можуть вживатися також відповідні заходи з боку шляху, такі, наприклад, як змашення внутрішньої грані або поверхні кочення рейки, його шумоізоляція, вдосконалення систем рейкових скріплень та застосування рейок різного профілю для внутрішньої та зовнішньої рейок у кривих [77].

Порівняно з автомобільним та повітряним транспортом залізничний надає менший шкідливий вплив на навколишнє середовище за всіма факторами впливу, за винятком одного – шуму. Особливо обтяжливим для мешканців районів, що примикають до залізниць, є шум від вантажних поїздів, які йдуть переважно ночами.

В результаті заміни чавунних гальмівних колодок на композиційні знайшли рішення для значного скорочення шуму від рухомого складу. Важливим завданням тепер є вже розробка заходів на зниження рівня шуму,

що генерується при коченні колеса по рейці, а швидкому і повному перетворенню енергії звуку в інші її види. Якщо виходити з того, що проблему шуму кочення найближчими роками буде вирішено, то залишаються такі проблеми, як скрегіт при проходженні кривих та шум від допоміжного обладнання – вентиляторів та системи кондиціонування повітря.

Під скреготом від рухомого складу при проходженні кривих слід розуміти шум, який здійснюється залізничним рухомих складом при проходженні кривих малого радіусу і який не менше ніж на 10 дБ(А) вище, ніж звичайний шум від кочення коліс по рейках на прямолінійній ділянці за тих же умов (наприклад, при однаковій шорсткості рейок одного і того ж типу). Наведене визначення можна було б вважати достатнім, проте скрегіт має й інші характерні особливості [78]:

- зазвичай у скрежеті переважають чисті тони або вузькосмугові шуми;
- частоти перебувають у типовому діапазоні від 500 Гц до 8 кГц, тобто у найбільш чутливому для людського слуху. У ряді досліджень йдеться про частотний діапазон скреготу 250 Гц -10 кГц.

4.3.1 Виникнення скреготу при проходженні кривих

Ефект уривчастого контакту. Для дослідження цього режиму розглянуто моторну колісну пару візка. Переміщаючись у кривій, вона прагне продовження прямолінійного руху. В результаті набігання на зовнішню рейку гребеня колеса колісна пара віджимається всередину кривою, що призводить до згину внутрішнього колеса. Коли повертаюче зусилля внутрішнього колеса стає більше сили тертя між ним і внутрішньою рейкою, колесо відхиляється у вихідне ненавантажене положення (або знову в таке положення, в якому воно знаходиться в стані зчеплення з рейкою, оскільки сила тертя знову стає більше повертаючої сили). Далі цей процес багаторазово повторюється, що викликає широкосмугове збудження колеса. Переважні частоти швидко зникають, тоді як слабо демпфовані частоти власних коливань зростають. Колесо

поводиться як гонг і видає звук, у якому домінують один чи кілька чистих тонів.

Друга колісна пара рухомого складу або візка поводитья прямо протилежним чином по відношенню до першої, тобто виходить, що виникнення скреготу тут викликається колесом, що котиться по зовнішній рейці кривої. Наведений аналіз процесу утворення скреготу показує, що шум в основному генерується колесом, що коливається з власною частотою. Рейка практично не видає ніякого шуму. Крім того, рівень шуму майже залежить від швидкості руху. Так як скрегіт при проходженні кривих виникає на поверхні кочення колеса, то його називають «скрегіт поверхні кочення».

Скрегіт від контакту гребеня бандажа. Як зазначалося, під час проходження кривих малого радіусу відбувається набігання гребеня колісного бандажа на зовнішню рейку. Так як колісна пара прагне і далі рухатися прямою, то утворюється кут набігання між колісною парою і рейкою. В результаті цього виникає друга точка торкання між колесом і рейкою, в якій гребінь бандажа ковзає зверху вниз крайкою рейки. Тертя цього ковзного контакту призводить до збудження коливань як у колесі, так і в рейці. В результаті виникає шум, що випромінюється і колесом, і рейкою. Його рівень зростає із збільшенням швидкості. Так як шум цього виду виникає в результаті контакту гребеня бандажа колеса з рейкою, його називають «скрегіт від контакту гребеня бандажа».

Обидва розглянуті види скреготу залежно від факторів можуть з'являтися як незалежно один від одного, так і спільно.

4.3.2 Способи боротьби з скреготом

Заходи щодо запобігання або зниження скреготу можуть здійснюватися на різних етапах процесу виникнення обох розглянутих різновидів шуму. Звичайно, краще запобігти утворенню шуму, проте це не завжди можливо. У зв'язку з цим необхідно мати можливість його зниження.

Якщо скрегіт при проходженні кривих призводить до підвищення рівня шуму не менше ніж на 10 дБ(А), то вживаються заходи, які повинні призводити до його зниження на таку ж величину.

Зменшення шуму може виявлятися як у зниженні його рівня, так і скорочення тривалості його впливу. Так як скрегіт при проходженні кривих на 10-35 дБ (А) голосніше звичайного шуму від рухомого складу, що рухається, то заходи, спрямовані тільки на перекриття шляхів його поширення (наприклад, шумозахисні стінки), виявляються недостатньо ефективними. У зв'язку із цим тут вони не розглядаються.

Скрегіт поверхні кочення. Для запобігання скреготу поверхні кочення можуть використовуватися різні конструктивні рішення, які дозволяють колісним парам або колесам вільно котитися рейками в кривій [79]:

- застосування коліс, що вільно обертаються на осі, замість класичних колісних пар. За рахунок такого заходу можна запобігти або суттєво знизити скрегіт у кривих будь-якого прохідного радіусу. Проблеми при цьому часто виникають при вході в криву і при виході з неї, якщо система управління не в змозі встановити колеса паралельно рейкам;

- використання колісних пар з радіальною установкою. За рахунок такого заходу можна ще на певну величину зменшити мінімальний радіус кривої, в якій забезпечується вільне кочення колісної пари.

За рахунок зменшення напруженого стану колеса зменшується амплітуда збудження. Зменшена амплітуда режиму переривчастого контакту не в змозі збуджувати власні коливання колеса. Таке зменшення може досягатися за рахунок зниження сил зчеплення у точці контакту.

Для гасіння власних коливань колеса можуть також використовуватися демпфуючі пристрої, які можуть бути складовою частиною конструкції колеса, або встановлюватися на ньому у вигляді додаткових пристроїв. Таким чином, будь-які заходи, спрямовані на зниження інтенсивності коливань колеса, ведуть до зниження рівня шуму, що випромінюється ним.

Скрегіт від контакту гребеня бандажа. Для запобігання скреготу від контакту гребеня бандажа можуть використовуватися різні конструктивні рішення, які дозволяють колесам так котитися в кривій, щоб вони торкалися рейки тільки у своїй нижній точці. Цього можна досягти за допомогою системи напрямку: колеса, що вільно обертаються на осі, або колісні пари встановлюються таким чином, щоб площина коліс завжди була паралельна рейкам.

За рахунок зменшення сил зчеплення в контактї між колесом та зовнішньою рейкою зменшується амплітуда збудження коливань. Порушення може бути також зменшено шляхом додаткового демпфування колеса та рейки незалежно від того, чи демпфуючі пристрої є складовою частиною конструкції колеса або рейки, або вони встановлені на колесі або рейці у вигляді додаткових пристроїв.

4.3.3 Експлуатаційні вимоги до запропонованих конструкцій

Типові умови високошвидкісних транспортних систем у вантажних перевезеннях, далеких і регіональних пасажирських перевезеннях, метро, на міських залізницях та системі трамваю сильно відрізняються щодо скрегота в кривих від типових умов гірських залізниць з нормальною або метровою колією і тим паче зубчастих залізниць. Режим експлуатації значно впливає на найважливіші параметри шуму, що виникає при русі рухомого складу в кривих.

Основні експлуатаційні вимоги визначаються інфраструктурою, зокрема наявністю кривих та їх мінімальними радіусами. Оскільки сила зчеплення між колесом та рейкою є важливим параметром, що впливає на утворення шуму, то помітну роль відіграють також всі фактори, що впливають на умови зчеплення, а саме погода та географічне положення.

Тертя, необхідне поздовжньому напрямі, є найважливішим чинником. Певний мінімальний рівень тертя необхідний практично у всіх системах

забезпечення достатньої сили гальмування. У деяких випадках (насамперед під час руху поїздів, ведених локомотивами на крутих підйомах) вимоги до мінімального зчеплення для створення сили тяги виявляються вищими, ніж для створення сили гальмування. Так як коефіцієнт тертя між колесом і рейкою не може регулюватися окремо в поздовжньому та поперечному напрямку, то обмежуються регулюванням поздовжньої складової.

Велику роль при виборі заходів відіграють витрати життєвого циклу та експлуатаційні витрати. При реалізації таких заходів, для яких потрібне застосування мастил, має бути забезпечена екологічна чистота останніх.

Вибір залізничної системи з метою оцінки запропонованих заходів. Для оцінки заходів щодо усунення скреготу в кривих було здійснено пошук залізничної системи, яка найбільш повно задовольняла б цим вимогам.

Як така система була обрана лінія метрової колії між містами Монтре (на Женевському озері) і Цвайзіммен (Бернські Альпи) компанії Montreux – Berner Oberland-Bahnen (MOB) у Швейцарії. Лінія має ухили до 65 % з мінімальним радіусом кривих на цих ухилах до 75 м. Деякі криві мають більшу довжину та утворюють кут повороту траси більш ніж на 180 град (криві на схилах гір з боку Женевського озера). Частково ця лінія обслуговується електропоїздами, проте нею курсує також багато поїздів на локомотивній тязі, як, наприклад, туристичні поїзди з панорамним оглядом, відомі під назвою Golden Pass (рисунок 4.8). Ця лінія піддається впливу багатьох погодних умов: від спекотного і сухого літа до суворої снігової та безсніжної зими.



Рисунок 4.8 – Туристичний поїзд Golden Pass Panoramic на лінії Монтре – Цвайзіммен

На інших лініях є ділянки з крутішими ухилами. Однак на них у зв'язку з експлуатацією електропоїздів висуваються менші вимоги до зчеплення, ніж при експлуатації поїздів на локомотивній тязі, як це має місце на лінії компанії МОВ. Слід зазначити, що у приміських лініях, і навіть на мережах трамваю часто зустрічаються криві з набагато меншим радіусом, ніж лінії МОВ. Однак, на них пред'являються менш жорсткі вимоги до умов експлуатації.

Можна вважати, що заходи щодо запобігання скреготу в кривих, які успішно підтвердили свою ефективність в умовах залізничної лінії МОВ, можуть успішно використовуватися практично на будь-якій іншій лінії.

4.3.4 Реалізовані заходи на рухомому складі

Механізм радіальної установки коліс, що обертаються на осі. Найбільш часто колеса, що обертаються на осі, застосовуються у конструкції вагонів трамваю. Якщо одночасно з цим використовується система для паралельної (радіальної) установки коліс, то цим забезпечується надійне запобігання скрегіт обох видів у кривих, так як усувається джерело збудження коливань. На вході в криву і на виході з неї, де така установка коліс не забезпечується, можлива поява скрегота.

Ця система має свої недоліки, оскільки в подібній ходовій частині відсутній механізм центрування, який є у колісної пари. В результаті колеса, що вільно обертаються на осі, при русі прямолінійними ділянками мають більший і менш рівномірний знос, ніж у конструкції з колісними парами. Це призводить до значного підвищення експлуатаційних витрат.

Розглянута система може бути використана при модернізації рухомого складу. Вона може бути ефективною лише на новому рухомому складі, призначеному для експлуатації на залізничних лініях з великою кількістю кривих малого радіусу.

Колісна пара з радіальною установкою. За допомогою радіальної установки колісних пар, для реалізації якої можуть бути використані різні технічні рішення, діапазон мінімальних радіусів кривих, в яких рухомий склад може рухатися без скреготу, розширюється у бік менших величин. Радіальна установка колісних пар також впливає на обидва різновиди скреготу в кривих. Системи керування установкою, в яких як вхідний параметр приймається кут між кузовами двох вагонів або між кузовом вагона і візком, не можуть достатньо точно спрацьовувати на вході в криві та на виході з них, проте їхня робота не залежить від геометрії профілів коліс та рейок. При хорошому стані рейок можуть бути застосовані системи радіальної установки, що залежать від геометрії профілів коліс і рейок, що сполучаються, з частковим використанням інерції мас.

Зазвичай механізм радіальної установки колісних пар може бути економічно вигідно використаний при модернізації рухомого складу. На новому рухомому складі реалізація цього заходу вимагає великих витрат. Використання його є доцільним практично скрізь, за винятком ліній з малим числом кривих.

Колісні шумопоглиначі (абсорбери). Колісні абсорбери не впливають на механізм збудження коливань, проте можуть за рахунок додаткового демпфування сприяти швидкому загасанню коливань. В основному вони використовуються для зменшення скреготу від поверхні кочення (рисунок 4.9

і 4.10), хоча і дають деякий позитивний ефект при впливі на скрегіт від контакту з рейкою гребеня бандажа.

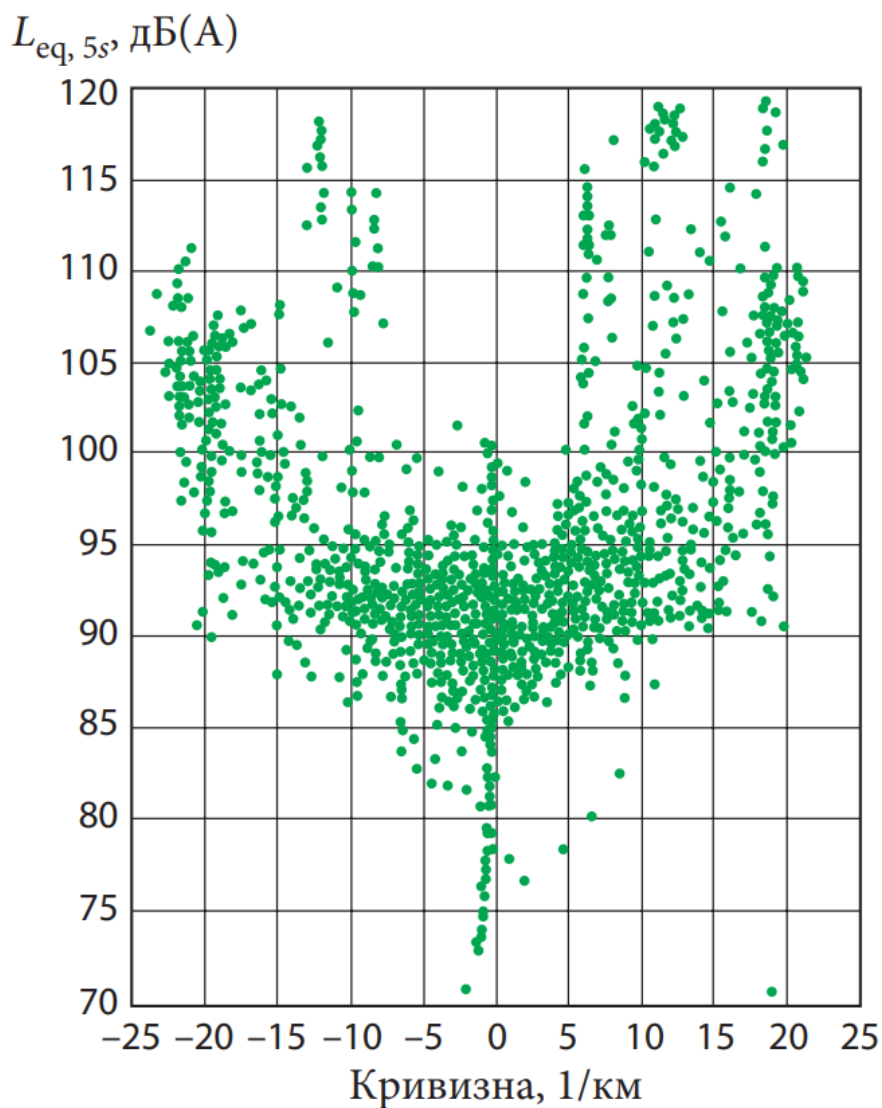


Рисунок 4.9 – Рівні шуму, виміряні у центрі візка пасажирського поїзда метрової колії з колесами, обладнаними абсорберами шуму

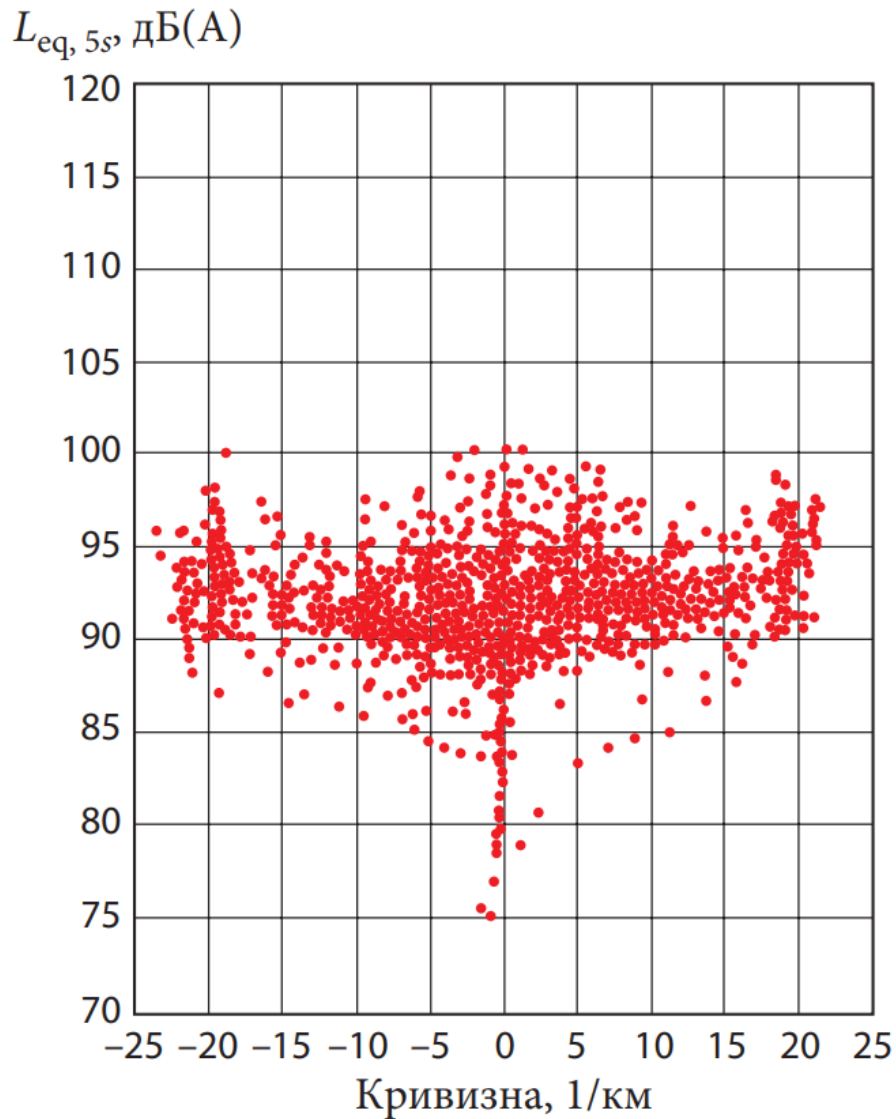


Рисунок 4.10 – Рівні шуму, виміряні поїздом з колесами без абсорберів

Якщо частоти власних коливань колеса, що переважають у спектрі скрегота при проходженні кривої, є високими (від 2 до 8 кГц), скрегіт може бути повністю усунутий за допомогою колісних абсорберів. При більш низьких домінуючих частотах власних коливань (від 500 Гц до 2 кГц) системи демпфування коливань, необхідних для повного усунення скрегота, найчастіше неможливо встановити на колесі. Чим нижча частота, тим складніше створити відповідну конструкцію абсорбера. На ринку є багато різновидів систем, у тому числі і тих, що призначені для широкосмугового гасіння шуму. Однак є також системи, які працюють в одному або кількох вузьких діапазонах частот.

Колісні абсорбери в принципі не належать до обладнання, яке не потребує обслуговування. Абсорбери деяких конструкцій з часом можуть забиватися мастилом, змішаним з пилом, і стають марними. У зв'язку з цим колісні гасники шуму всіх конструкцій потребують щонайменше регулярного чищення. Залежно від типу гальмівної системи, що використовується (наприклад, колодкове гальмо) при проектуванні гасника повинен враховуватися діапазон очікуваних температур нагріву колеса.

Абсорбери можуть застосовуватися як обладнання нового, так дообладнання наявного рухомого складу. У загальному випадку рекомендується проектувати нові колеса таким чином, щоб була можливість установки абсорберів. Для цього необхідні додаткові пази або отвори в колісному центрі або диску, який у зв'язку з цим має бути дещо більшим. Кожен абсорбер має бути точно узгодженим із типом колеса.

Різні конструкції колісних абсорберів, що використовуються на лінії компанії МОВ та прилеглих лініях, встановлювалися на вже існуючих пасажирських вагонах, на колісних парах нових вагонів, у тому числі на зубчастій залізниці, що використовуються в поїздах.

Зниження шуму випромінювання від колеса. Деякі типи колісних абсорберів додатково знижують випромінювання шуму, що випромінюється різними частинами колеса, наприклад колісним центром. Однак у зв'язку з тим, що цей ефект може досліджуватися тільки в сукупності з ефектом шумопоглинання, що забезпечує абсорбер, проблема зниження шуму від елементів колеса як окремий захід тут не розглядається.

Змащування гребеня бандажу. Пристрої для змащування гребеня бандажа можуть встановлюватись як на рухомому складі, так і на дорозі. На ділянках з великою кількістю кривих доцільніше встановлення їх на рухомому складі. Там же, де кількість критичних кривих невелика, вигіднішою може бути встановлення цих систем на шляху. Системи змащування призначені зниження коефіцієнта тертя. Деякі виробники мастил пропонують

модифікатор, при використанні якого коефіцієнт тертя зростає зі збільшенням швидкості прослизання, що надає демпфуючу дію на систему.

Теоретично змащування впливає лише на процес виникнення скрегота від тертя гребеня колеса об рейку. На практиці ж цей захід впливає також і на скрегіт від поверхні кочення, так як мастило переноситься колесами на поверхні кочення колеса та рейки. Звідси випливає, що дослідження питання про навмисний розподіл мастила на рейки в кривих представляє певний інтерес. Вимоги до величини сил зчеплення, необхідної для передачі зусиль тяги і гальмування, можуть обмежувати можливості застосування мастильних засобів і, відповідно, ефективність змащування гребеня бандажа.

Важливу роль у виборі цього заходу відіграють витрати життєвого циклу, інтервали заправки мастил, вартість цих пристроїв та матеріалів. Крім того, законодавство з охорони навколишнього середовища в різних країнах висуває високі вимоги до екологічних характеристик мастил.

Системи для змащування гребеня бандажа можуть використовуватися як на новому рухомому складі, так і на рухомому складі, що вже експлуатується, в якості додаткового обладнання.

Модифікація коефіцієнта зчеплення. Теоретично цей захід, що полягає в нанесенні модифікатора на поверхню кочення рейок у кривих, впливає тільки на скрегіт від поверхні кочення. Насправді ж він може впливати також і на скрегіт від контакту з рейкою гребеня бандажа, так як при русі рухомого складу мастило-модифікатор частково переноситься на робочу грань головки рейки або на гребінь бандажа.

Вимоги до необхідної величини коефіцієнта зчеплення для режимів тяги і гальмування в даному випадку ще більшою мірою, ніж при змащуванні гребеня бандажа, обмежують застосування кривих модифікатора тертя.

4.3.5 Заходи, що реалізуються на залізничному шляху

Укладання в кривих внутрішньої та зовнішньої рейок різних профілів.

Цей захід є еквівалентом радіальної установки колісних пар на рухомому складі, оскільки сприяє збільшенню різниці радіусів кочення коліс. За рахунок спеціального профілю внутрішньої рейки точка торкання колеса з рейкою зрушується якнайдалі до зовнішньої сторони колеса. За рахунок цього максимально збільшується різниця радіусів кочення коліс і, таким чином, діапазон кривих, що проходять без скрегота, зміщується у бік малих радіусів. Цей захід впливає на обидва види скрегота і може використовуватися для модернізації існуючого шляху (заміна або шліфування рейок у критичних кривих) [80]. Однак у кривих дуже малого радіусу цей захід неефективний, тому що в цьому випадку не досягається необхідна різниця радіусів кочення коліс.

Змащення робочої грані та поверхні кочення рейок у кривих. Цей аспект може розглядатися так само, як і питання про змащування гребеня бандажа або поверхні кочення колеса. Різниця полягає лише в тому, що колійні системи змащування можуть встановлюватися безпосередньо в критичних місцях кривих і впливати по-різному на внутрішню та зовнішню рейку.

Існують різні способи лубрикації рейок. Можливе також комбінування систем для змащування робочої грані та поверхні кочення рейок у кривих. При цьому мастило дозовано подається через вузькі канали, просвердлені в головці рейки, які мають виходи на робочу грань та поверхню кочення.

Демпфування шуму від рейок. Демпфування шуму від рейок може здійснюватися різними способами. Так, можлива модифікація конструкції самої рейки або рейкових скріплень. Застосовується також установка окремих демпфуючих елементів на рейках.

Системи гасіння шуму від рейок впливають тільки на скрегіт, що викликається ковзанням гребеня бандажа по робочій грані головки рейки. На скрегіт, що генерується поверхнею кочення рейки, вони не впливають. Рейкові

демпфуючі елементи не можуть передавати демпфуючий вплив на колесо. Оскільки при скреготі в контакті гребеня бандажа з робочою гранню шум випромінюється і колесом, і рейкою, то рейкові демпфуючі пристрої можуть знижувати рівень шуму лише в тому випадку, якщо домінує рейкова складова. При скреготі, що йде від поверхні кочення, домінуючим є шум, який випромінює колесо. У цьому випадку міра, що розглядається, практично не дає зниження рівня шуму.

Як і колісні абсорбери, пристрої демпфування рейок потребують регулярного очищення, що необхідне для тривалого збереження працездатності. Якщо мова йде виключно про скрегіт від контакту гребеня бандажа з робочою гранню головки рейки, то застосування способу зниження шуму, що розглядається, може бути доцільно як при укладанні нового, так і при дообладнанні експлуатованого шляху. Якщо порівнювати всі існуючі методи боротьби з шумом у кривих, можна зробити однозначний висновок, що рейкові системи демпфування відносяться до малоефективних. Відомо, що скрегіт у кривих має місце і на трамвайних лініях, де рейки майже повністю заховані у дорожнє полотно.

Зниження шуму шляхом ізоляції рейок. Деякі системи, в яких додатково використовується ізоляція рейок, як, наприклад, суцільна загортання рейок трамвайних ліній в дорожнє полотно, призводять до зниження шуму, що випромінюється рейками, найчастіше в поєднанні з пристроями, що демпфують. Так само як і рейкові системи демпфування, ізоляція рейок впливає лише на рівень скреготу, що викликається тертям гребеня бандажа по робочій грані рейки. При скреготі, що випромінюється поверхнею кочення рейки, цей захід майже не дає ефекту, так як у цій ситуації переважає випромінювання шуму від колеса.

Ізоляція рейок може використовуватися при модернізації існуючих ліній, проте її корисний ефект з погляду зниження шуму оцінюється не як основний, а як вторинний. Відчутну користь цей захід може принести тільки у поєднанні з іншими методами, такими, як застосування рейкових демпфуючих

пристроїв або зміна форми рейок. Такі конструкції колії можуть бути реалізовані тільки при новому будівництві або при повній перекладці колії.

4.3.6 Дослідження практичний досвіду боротьби з шумом

У процесі виконання різних проектів та досліджень на замовлення залізничних компаній-операторів, виробників рухомого складу, постачальників рейкових скріплень та федерального відомства Швейцарії із захисту навколишнього середовища компанія Prose накопичила великий досвід роботи з різними системами, призначеними для боротьби з шумом.

Конструювання візків та інших елементів ходової частини потребує пошуку оптимальних рішень з урахуванням численних вимог. Багато з цих вимог суперечать одна одній. Прикладом є керування колісними парами. Для забезпечення стабільності ходу за високої швидкості руху потрібна жорстка установка колісних пар. З іншого боку, при м'якій установці колісних пар менше проявляється схильність до виникнення скрегота в кривих, а також зменшується динамічний вплив рухомого складу на шлях, знижується зношування рейок у кривих.

Вимоги та заходи, спрямовані на мінімізацію скрегота у кривих за рахунок вибору оптимальної конструкції візка чи інших елементів ходової частини, загальновідомі. Однак багато виробників рухомого складу дотримуються цих вимог лише під тиском з боку замовника. Скрегіт у кривих не має загально визнаних критеріїв оцінки. Можливо, це пов'язано з тим, що практично неможливо визначити та суворо відтворити умови випробувань. Проте у зв'язку з незручностями, на які зазнають пасажирів і мешканці районів, що примикають до залізниці, цей аспект повинен обов'язково враховуватися. Компанії, що експлуатують рухомий склад, також стали приділяти цьому питанню більше уваги, оскільки скрегіт від рухомого складу шкодить їхньому іміджу.

Результати вимірювань, проведених у двох кривих лінії МОВ, показали, що скрегіт при проходженні візків з радіальною установкою колісних пар помітно нижче, ніж при жорсткій установці.

Визначення ефективності колісних абсорберів. Компанія Prose провела комплекс вимірювань для визначення ефективності колісних абсорберів на лінії з метровою колією. Для цього було встановлено мікрофони в центрі візків, один з яких був обладнаний колісними абсорберами, а інший ні. Швидкість руху та радіус кривої вимірювали та реєстрували паралельно з вимірюванням рівня шуму. В одному з випадків, коли домінуючі частоти становили 2-8 кГц (за наявності абсорберів), спостерігалася характеристика, наведена на рисунку 2. Колеса без абсорберів не виробляли скреготу в кривих радіусом більше 170 м, а в кривих меншого радіусу скрегіт виникав систематично (рисунок 3). В іншому випадку, коли домінуюча частота була набагато нижчою і становила близько 700 Гц, додаткове обладнання коліс абсорберами не дало зниження рівня шуму.

Вимірювання на лінії МОВ також показали, що рухомий склад з колісними абсорберами виробляє набагато менше скреготу, ніж рухомий склад без шумопоглиначів у кривих, де проводилося дозоване точкове змащення робочої грані та поверхні кочення головки рейки.

Вимірювання з метою оцінки ефективності змащування головки рейки. З метою оцінки ефективності було випробувано дві різні системи для зміни коефіцієнта тертя, кожна з яких була встановлена в одній із протяжних кривих на гірських схилах з боку Женевського озера:

– крива поблизу Фонтаніво радіусом від 75 до 95 м, протяжністю 284 м, з ухилом 50 ‰, рейками SBB I (46 кг/м) на дерев'яних шпалах із щебеним баластом при швидкості руху поїзда 35 км/год;

– крива поблизу Сонсьє радіусом 81 м, довжиною 31 м, з ухилом 65 ‰, рейками VST 36 (36 кг/м) на дерев'яних шпалах зі щебеним баластом при швидкості руху поїзда 40 км/год.

Обидві системи були встановлені у перші тижні експлуатації. Після їх встановлення та застосування коефіцієнт зчеплення залишався достатнім для забезпечення передачі тягового зусилля локомотива. Шум від поїздів на обох кривих вимірювався при включених системах і через три тижні після їх відключення. По ділянці, що розглядається, лінії компанії МОВ курсує рухомий склад з візками різних конструкцій. Деякі пасажирські вагони обладнано колісними абсорберами.

При оцінці ефективності стаціонарних систем для змащування головки рейки враховувався лише рухомий склад, обладнаний візками, схильними до генерування скреготу в кривих і без колісних абсорберів.

Аналіз отриманих результатів показав, що жодна з систем не могла повністю запобігти виникненню скреготу в кривих. Система давала зниження рівня шуму лише на 2,2 дБ(А), а система у Сонсьє – на 5 дБ(А). Обидва результати виявилися набагато нижчими за очікувані, оскільки вимагалось зниження не менше ніж на 10 дБ(А).

Оцінка ефективності рейкових демпферів шуму. Компанія Prose провела низку вимірювань для визначення ефективності рейкових демпферів. Результати показали, що після реалізації захисних заходів не було виявлено жодного покращення ситуації, що існувала до встановлення демпферів.

Для підвищення ефективності заходів боротьби зі скреготом у кривих велике значення має визначення домінуючого виду шуму, що генерується. Крім того, повинні бути визначені типові характеристики шляху (радіуси кривих, ухили, вимоги, що пред'являються до коефіцієнта зчеплення), рухомого складу та експлуатаційного процесу. На основі цих даних можна визначити, які заходи є найдоцільнішими.

При модернізації рухомого складу можуть розглядатися такі варіанти:

– колісні абсорбери при переважанні скреготу від поверхні кочення колеса та домінуючій частоті вище 2 кГц;

- встановлені на рухомому складі системи змащення гребеня бандажа або модифікація тертя, якщо на лінії з великим числом кривих переважає скрегіт від контакту гребеня бандажа з робочою гранню головки рейки;

- встановлені на рухомому складі системи дозованого точкового змащення поверхні кочення або модифікації тертя, якщо на лінії з великим числом кривих переважає скрегіт від поверхні кочення;

- комбіноване змащування робочої грані головки рейки та її поверхні кочення, якщо на лінії з великим числом кривих виникає скрегіт обох видів.

На новому рухомому складі на додаток до вищевказаного обладнання можуть застосовуватися такі заходи:

- колеса, що вільно обертаються на осі, з механізмом радіальної установки на лініях з великим числом кривих малого радіуса;

- радіальна установка колісних пар, якщо для досягнення максимальної швидкості не потрібна їхня жорстка установка;

- при конструюванні коліс для нового рухомого складу рекомендується передбачати можливість заводської установки абсорберів.

Наступні заходи щодо боротьби з шумом рекомендуються для реалізації на шляху [81, 82, 83, 84]:

- застосування рейок різних профілів для внутрішньої та зовнішньої рейок на лініях з кривими малого радіусу та домінуючим скреготом від поверхні кочення;

- встановлювані на шляху системи для змащування гребеня бандажа або модифікації тертя, якщо скрегіт від контакту гребеня бандажа з робочою гранню головки рейки домінує на нечисленних критичних кривих;

- системи, що встановлюються на шляху для дозованого точкового змащування поверхні кочення рейки або модифікації тертя, якщо скрегіт від поверхні кочення домінує на нечисленних критичних кривих;

- комбіновані системи для дозованого точкового змащування гребеня бандажа та поверхні кочення, якщо обидва види скреготу можуть домінувати на деяких критичних кривих.

4.4 Дослідження шуму кочення рухомого складу по рейкам

У методиках вимірювання рівня шуму, що містяться в документах DIN EN ISO 3095 і TSI Noise (Технічна специфікація по сумісності систем, розділ «Шум»), рухомий склад розглядається як єдине джерело шуму кочення. Однак і залізнична колія, зокрема рейки та шпали, також вносять у створення шуму свій внесок, що іноді істотно переважає.

Захист навколишнього середовища для залізниць України, Європи та багатьох інших регіонів світу є обов'язковою вимогою. Залізниці в порівнянні з іншими видами транспорту мають такі екологічні переваги [85]:

- невеликий простір, що займається, при великих обсягах перевезень;
- низьке енергоспоживання, зумовлене невисоким тертям кочення колеса по рейці та незначним аеродинамічним опором рухомого складу;
- можливість за допомогою сучасних перетворювачів здійснювати рекуперацію енергії гальмування замість перетворення її в тепло;
- найменше забруднення довкілля шкідливими викидами.

Великою проблемою для залізничного транспорту є випромінювання шуму під час руху рухомого складу. Протягом десятиліть багато фахівців працюють над вирішенням цієї проблеми, але радикальних змін поки що немає.

4.4.1 Повітряний та корпусний шуми

Під час руху залізничний рухомий склад створює повітряний та корпусний шуми (рисунок 4.11). Повітряний шум передається через коливання навколишнього повітря і з дещо зменшеним рівнем проникає у будинки через вікна та стіни. Зовсім інакше поширюється корпусний шум: вібрації, що виникають при проходженні рухомого складу, передаються через ґрунт на фундамент будівлі, викликають коливання передусім перекриттів та стін. Особливо чутливі у цьому плані дерев'яні балкові перекриття старих будівель,

близько розташованих від залізничної колії. Брехтіння посуду та скла або приглушені поштовхи сприймаються в даному випадку як вторинний повітряний шум [86].

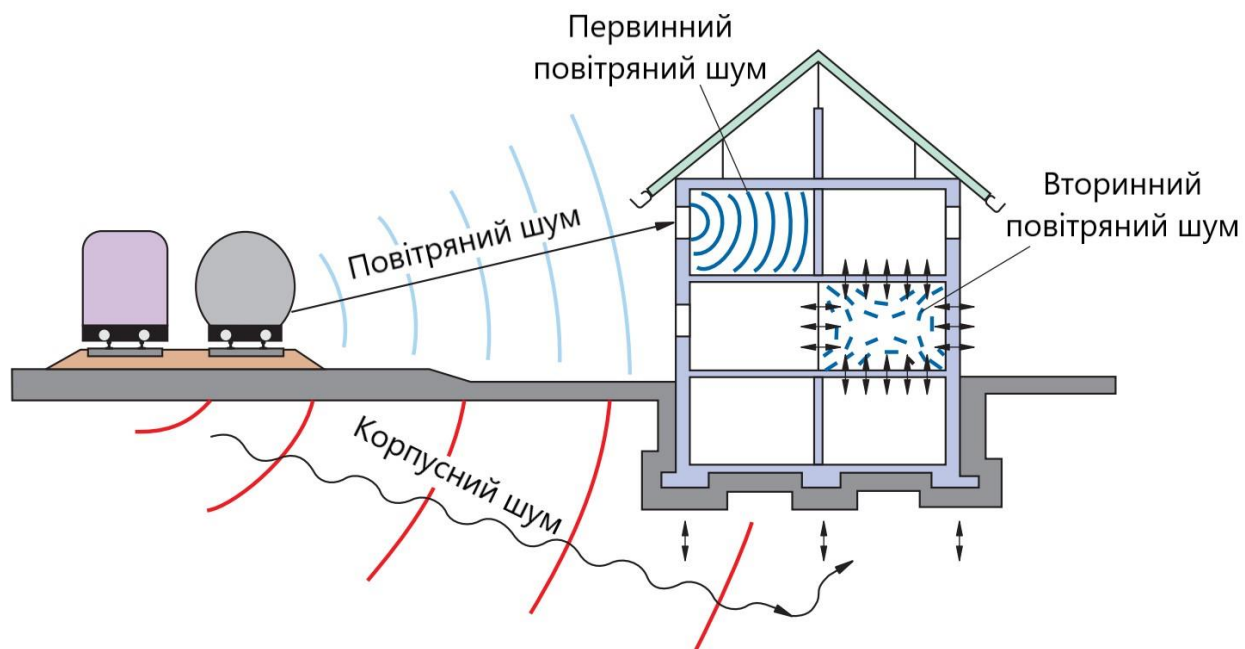


Рисунок 4.11 – Поширення первинного повітряного шуму та корпусного як вторинного повітряного

Повітряний шум. Основними причинами виникнення повітряного шуму є нерівності (шорсткість) поверхонь кочення коліс та рейок (рисунок 4.12).

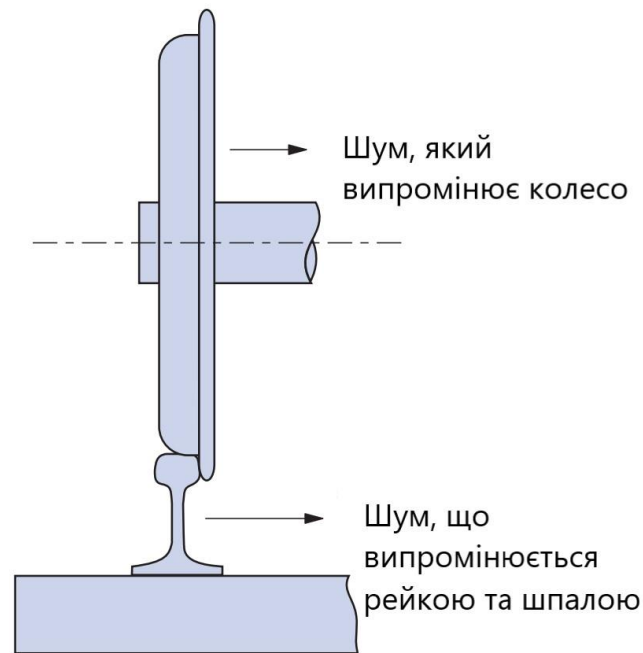


Рисунок 4.12 – Випромінювання шуму кочення трьома тілами, що коливаються: колесом, рейкою і шпалою

За рівних граничних умов експлуатації різниця в рівнях випромінюваного залізницею шуму досягає 20 дБ. Звідси випливає, що є можливості його значного зменшення. У рамках спеціального проекту Федеральних залізниць Швейцарії (SBB) було проведено вимірювання більш ніж на 15 тис. одиниць рухомого складу.

Виявилось, що вагони з чавунними гальмівними колодками незалежно від типу колії та розміру нерівностей рейок випромінюють однаковий шум. Незначні нерівності рейок викликають шум, приблизно на 10 дБ менший від граничного значення, наведеного в специфікації TSI Noise. Звукові коливання, створювані нерівностями середньої величини, знаходяться в діапазоні від 10 дБ до граничного значення, а при великих нерівностях вони трохи перевищують граничне значення. Рівень шуму від старих локомотивів з чавунними гальмівними колодками (Re 420, Re 620 і Ae 610) на 2-3 дБ нижче, що створюється вантажними вагонами.

Моторвагонні поїзди з дисковими гальмами серій NPZ RBDe і NiNA (міська залізниця Берна), а також вантажні вагони RoLa, призначені для

перевезення автопричепів і автопоїздів, мають більшу чутливість до нерівностей колії. Рівень створюваного ними шуму залежить від типу залізничної колії. Сучасний високошвидкісний рухомий склад далекого прямування (моторвагонні поїзди ICN, електровози Re 460) за рівнем шуму лише трохи кращі за вантажні вагони з композиційними гальмівними накладками. Найбільш мал шумними є пасажирські вагони з дисковими гальмами, проте вони найбільше реагують на нерівності та тип конструкції колії. Найбільший шум випромінюється в результаті кочення коліс по дорозі на сталевих шпалах коритоподібного профілю, що застосовується в гористих місцевостях і має поперечний зсув, що володіє великим опором.

На рейках МСЗ 60 рівень шуму кочення вище, ніж МСЗ 54, як у дерев'яних, і на залізобетонних шпалах. При вимірах жорсткість пружних прокладок між підшоною рейки та шпалою була однаковою на шляху обох конструкцій. З частотного аналізу шуму кочення (рисунок 4.13) впливає, що на шляху припадає більша частка шуму, ніж колесо. При цьому фактичні діапазони частот різні: шум, що випромінюється шляхом, домінує в частотному діапазоні 500-1000 Гц, що випромінюється колесом – 1600-4000 Гц [87].

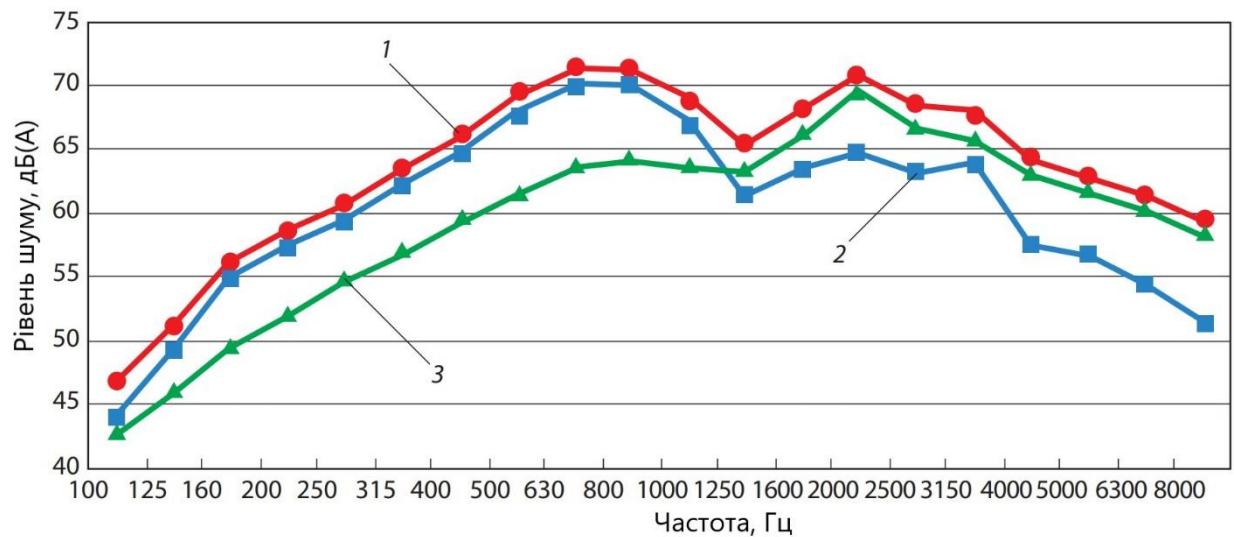


Рисунок 4.13 – Розподіл шуму кочення вантажного вагона з композиційними гальмівними колодками, виміряного на висоті 1,2 м (над рівнем головки рейки) та на відстані від джерела шуму 7,5 м при швидкості руху 80 км/год:
 1 – загальний рівень шуму; 2 – складова шуму, створювана рейкою та шпалами; 3 – складова колеса

Корпусний шум. В останнє десятиліття було проведено два заходи, внаслідок яких збудження корпусного шуму посилюється. По-перше, шпали тепер укладають точніше з кроком 60 см, що дозволяє прискорити їхнє механічне підбиття. По-друге, у вантажних вагонах почали використовувати візки типу Y 25, які є жорсткішими порівняно з ходовою частиною вагонів старого типу на листових ресорах.

У цих умовах локальна жорсткість рейки у середині шпального ящика виявляється вищою, ніж на шпалі, у результаті рейка пружно прогинається під колесом (рисунок 4.14). При точному укладанні шпал, коли потрібна відстань між ними дорівнює базі візка, вагон поводить як безпружинний і, володіючи великою масою (45т на візок), посилює збудження коливань. При цьому погано не тільки те, що обидві осі синхронно зі зміщенням по довжині прокочуються над шпалами, тобто піднімаються вгору, а й те, що центр ваги візка, а значить, і вертикальне навантаження також переміщуються синхронно

з ними. Максимум переміщень вгору і вниз посідає центр візка. Зміна відстані між шпалами могла б дещо покращити картину.

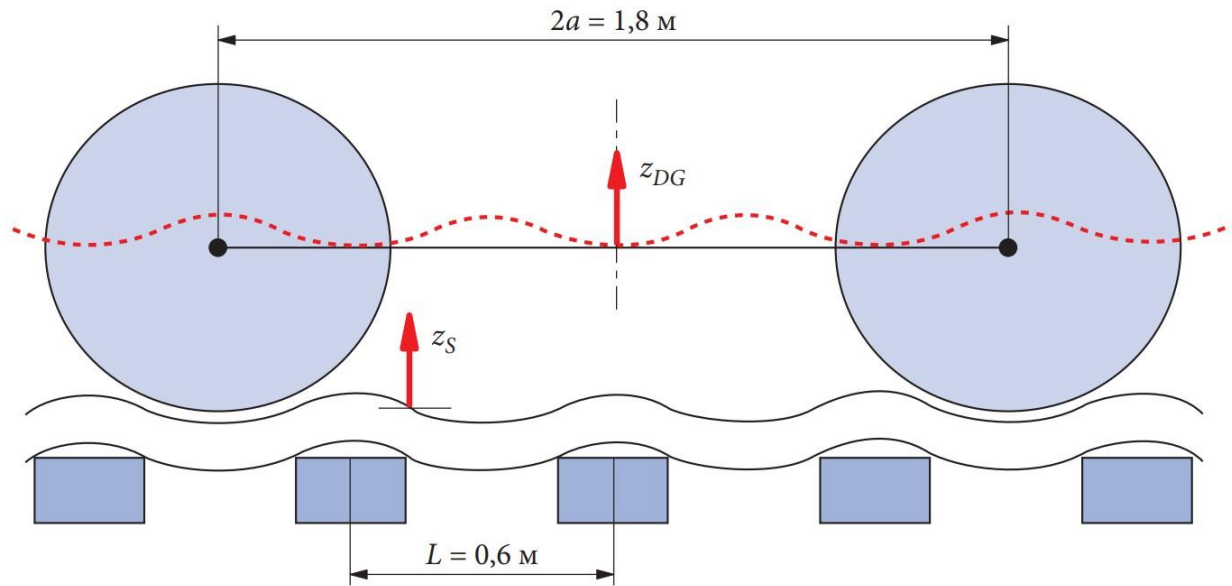


Рисунок 4.14 – Розташування шпал, що сприяє посиленню збудження корпусного шуму: L – відстань між шпалами; $2a$ – база візка; z_S – прискорення рейки; z_{DG} – прискорення центру візка

4.4.2 Визначення акустичної характеристики

Добре відомо, що рейки та колеса з гладкою поверхнею випромінюють шум меншого рівня. У разі оптично помітної шорсткості рейки вважаються вже вкрай нерівними з погляду акустики. Однак навіть досить суттєві нерівності неможливо розрізнити неозброєним оком, тому проводять безпосередні вимірювання та аналіз отриманих даних з перевіркою на відповідність вимогам специфікації TSI і стандарту ISO 3095 (рисунок 4.15). Опосередковані вимірювання шорсткості виконують за допомогою трьох датчиків прискорення, що розташовані на елементах конструкції шляху. Може бути також використаний шумовимірювальний вагон залізниць Німеччини (DB), однак у цьому випадку не можна проконтролювати відповідність отриманих даних заданої граничній кривій нерівностей.

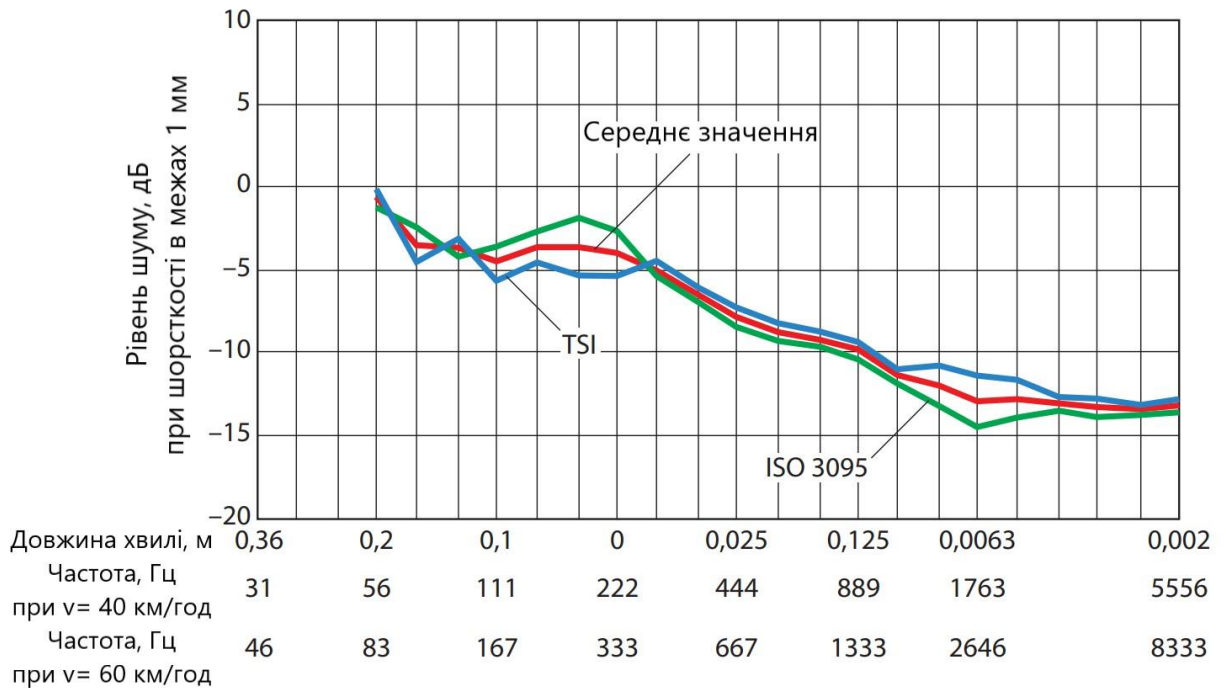


Рисунок 4.15 – Рівні шуму, створюваного шорсткістю рейок, що повністю відповідають граничній кривій нерівностей

Ще один спосіб, що поки не набув широкого поширення, базується на визначенні акустичних властивостей ненавантаженого шляху за швидкістю згасання його коливань. Чим сильніше демпфування, що залежить від віддаленості рухомого складу та частоти коливань шляху, тим краще акустична характеристика.

Між акустичними характеристиками верхньої будови шляху окремих типів існують значні відмінності. Так, відома мал шумна конструкція шляху на двоблочних шпалах забезпечує високий рівень загасання в діапазоні частот від 650 до 2000 Гц.

Поряд з вертикальними характеристиками, що розглядаються, необхідно приділяти увагу і горизонтальним. Для цього, розробляючи конструкцію шляху нового типу, потрібно враховувати характеристики згасання, осадку ґрунту та термін служби шпал. Лише документування фактичного стану шляху щодо рівнів шуму недостатньо, оскільки це робить шлях менш шумним. Слід докладати зусиль не до розробки заходів щодо

запобігання поширенню шуму, а зосередитись на виключенні можливості його виникнення. Такі заходи є найбільш ефективними, і саме їх необхідно впроваджувати насамперед.

Значних успіхів у зменшенні випромінюваного шуму досягнуто при конструюванні рухомого складу. Відзначено також велике скорочення парку вантажних вагонів із чавунними гальмівними колодками. Компанія SBB-Cargo станом на початок 2010 року обладнала вже 85,3% парку вантажних вагонів колодками з композиційних матеріалів. Що ж до шляху, необхідно і надалі контролювати нерівності поверхні кочення рейок [88, 89].

Акустичну характеристику шляху в залежності від рухомого складу, що проходить по ньому, слід обов'язково знімати при виконанні процедури приймання нового шляху і технічному контролі стану експлуатованої мережі. Для цього у специфікації TSI Noise вказані граничні значення нерівностей поверхні рейок та найменше гасіння вібрацій у вертикальному та горизонтальному напрямках. При виборі типу рейок для ділянки колії слід враховувати, що рейки MC3 60 створюють більший шум, ніж рейки меншого профілю, незалежно від типу верхньої будови колії. Зумовлені цим нові вимоги, що пред'являються до верхньої будови колії, необхідно якнайшвидше реалізувати, по-перше, збільшення терміну служби колії, по-друге, реалізації обмежень рівня шуму, введених для ділянок колії з інтенсивними вантажопотоками.

Висновки по розділу 4

Проведено аналіз та дослідження заходів щодо зниження рівня шуму на рухомому складі. Встановлено, що одним з ефективних методів є використання на рухомому складі колодок з композиційних матеріалів та колісних абсорберів з метою зниження рівня шуму. Досліджено різні способи зниження шуму на рухомому складі, визначені їх переваги та існуючі недоліки. Встановлено, що для розробки та реалізації заходів щодо боротьби з

шумом потрібна спільна робота фахівців у галузі розробки конструкцій рухомого складу та колійних пристроїв, а також співпраця з компаніями-перевізниками та власниками інфраструктури.

Необхідно докладати зусиль не до розробки заходів щодо запобігання поширенню шуму, а зосередитись на виключенні можливості його виникнення. такі заходи є найбільш ефективними, і саме їх необхідно впроваджувати насамперед.

РОЗДІЛ 5 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ РІВНЯ ШУМУ ТА ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ВІД ХАРАКТЕРИСТИК І УМОВ ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ

5.1 Теорія уявлень механічних систем (R-теорія)

Механічна система – це фізичний об’єкт із певними функціональними можливостями. Вона складається з деталей, які конструктивно з’єднані між собою, забезпечуючи її функціонування відповідно до заданого технологічного режиму. Існує два класи систем: детерміновані (D-системи) та стохастичні (S-системи). Перші однозначно описуються у випадку інтегро-диференціальними рівняннями з додатковими умовами; поведінка других має імовірнісний характер. Тут розглянуто математичний апарат для дослідження S-систем.

Для S-систем розрізнятимемо апріорний стан (а-стан) і збуджений стан (е-стан). Система функціонує завдяки взаємодії її деталей у вигляді їх представників – репів (rep-representative). У випадку одна деталь може бути представлена кількома репами.

Отже, нехай математична модель S-системи складається з n репів $\{r_i\}_{i=1}^n$, кожен із яких характеризується деяким набором поступальних і обертальних ступенів свободи. Апріорі всі репи S-системи поділяються на три типи: активні, підлеглі та пасивні. Ступені свободи активних репів задаються за визначенням, на підлеглих та пасивних – функціональною схемою системи. Зв’язок між репами r_i і r_j S-системи в а-стані описуватимемо в термінах а-факторів a_{ij} , що приймають значення на відрізку $[0, 1]$. Значення фактора a_{ij} визначається як типами репів r_i та r_j , так і числом пов’язаних ступенів свободи. Матрицю $A(a) = (a_{ij})$ порядку n назвемо а-факторною матрицею S-системи в а-стані. У випадку $A(a) \neq A(a)^T$. В е-стані S-системі буде відповідати е-факторна матриця $A(e) = (e_{ij})$, де $e_{ij} = e_{ij}(\omega)$ – нормовані випадкові фактор-функції, задані на вихідному ймовірнісному просторі $\{\Omega, U, P\}$, $\Omega = \{\omega\}$ – простір

елементарних подій ω , $U = \{A\}$ – алгебра випадкових подій $A \subset \Omega$, $P(A)$ – функція ймовірності. Матрицю $A(e) = A(e)(\omega)$ можна розглядати як випадковий вектор у точковому евклідовому просторі R^{n^2} , якщо випадкові фактори e_{ij} упорядкувати за правилом: $e_{ij} \prec e_{kl}$ коли $i < k$ і коли $j < l$. У зв'язку з цим легко перейти від ймовірнісного простору $\{\Omega, U, P\}$ до модифікованого $\{\Omega', U', P'\}$, де Ω' – одиничний куб в R^{n^2} , $U' = \{A'\}$ – σ – алгебра випадкових подій A' (A' – будь-яке вимірне по Лебегу підмножина Ω') і функція ймовірності P' дається рівністю $P' = \mu_L(A')$ – міра Лебега множини A' .

Нехай $\{a_i\}_{i=1}^M$ – набір зовнішніх параметрів та $\{\Delta_{ij}(\alpha_1, \dots, \alpha_M)\}_{i,j=1}^n$ – сукупність технологічних умов для S-системи ($\Delta_{ij} \subset [0, 1]$). Оптимальний набір зовнішніх параметрів знаходиться з умови:

$$P' \left(A^{(e)} \in \prod_{i,j} \Delta_{i,j}(\alpha_1, \dots, \alpha_M) \right) = \lambda$$

де λ – коефіцієнт надійності, $0 < \lambda < 1$.

Або в термінах вихідного ймовірнісного простору $P' \left(A^{(e)-1} \prod_{i,j} \Delta_{i,j}(\alpha_1, \dots, \alpha_M) \right) = \lambda$. Тут $A^{(e)-1}(A')$ – прообраз довільної події $A' \in \Omega'$.

В якості ілюстрацій основних положень R-теорії, розглядаємо плоську задачу «колесо-рельс». Репи системи: r_1 – центр колеса, r_2 – точка контакту колеса з рельсом, r_3 – точка контакту рельса з колесом. Тобто, контакт у системі «колесо-рейка» описується «зв'язною двокрапкою» – репами r_2 і r_3 (рисунок 5.1) [90].

A-матриця системи має вигляд:

$$A^{(a)} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}. \quad (5.1)$$

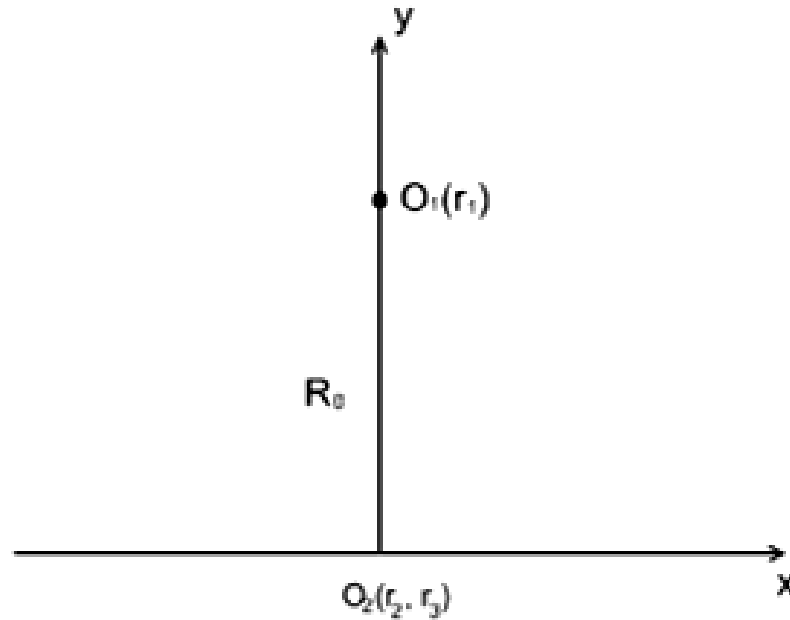


Рисунок 5.1 – Контакт у системі «колесо-рейка» описується «зв'язною двокрапкою»

Структура (5.1) матриці $A^{(a)}$ обумовлена тим, що реп r_1 , – активний по відношенню до репу $r_2(a_{12}=1)$, реп r_2 – підлеглий репу $r_2(a_{21}=0)$ та активний для репу $r_3(a_{23}=1)$. Репи r_1 і r_3 – пасивні один до одного ($a_{13}=a_{31}=0$). Далі, завжди а-стані $a_{ij}=0$, $i=1, 2, 3$.

е-стану S-системи відповідає матриця:

$$A^{(e)} = (e_{ij}(\omega)), \quad (5.2)$$

де $e_{ij}(\omega)$ – нормовані випадкові фактори, задані на вихідному ймовірнісному просторі $\{\Omega, U, P\}$ (воно буде описано далі), при цьому:

$e_{11}(\omega) = \rho(r_1, O_1)$ – нормована відстань $\rho(r_1, O_1)$ від репу r_1 до геометричного центру колеса O_1 ;

$e_{12}(\omega) = e_{21}(\omega) = \rho(r_1, r_2)$ – нормована відстань $\rho(r_1, r_2)$ між репами r_1 та r_2 ;

$e_{13}(\omega) = e_{31}(\omega) = \rho(r_1, r_3)$ – нормована відстань між репами r_1 та r_3 ;

$e_{23}(\omega) = e_{32}(\omega) = \rho(r_2, r_3)$ – нормована відстань між репами r_2 та r_3 ;

$e_{ii}(\omega) = \rho(r_i, O_2)$ – нормована відстань від репу r_i до геометричної точки контакту O_2 , $i=2,3$ (рисунок 5.2).

Сенс нормованих величин l_{ij} буде зрозумілий, якщо припустити, що репи r_1, r_2, r_3 розподілені на площині з декартовою прямокутною системою $\{x, y\}$ за нормальним законом відповідно до середніх квадратичних відхилень $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ по одновимірним компонентам x, y :

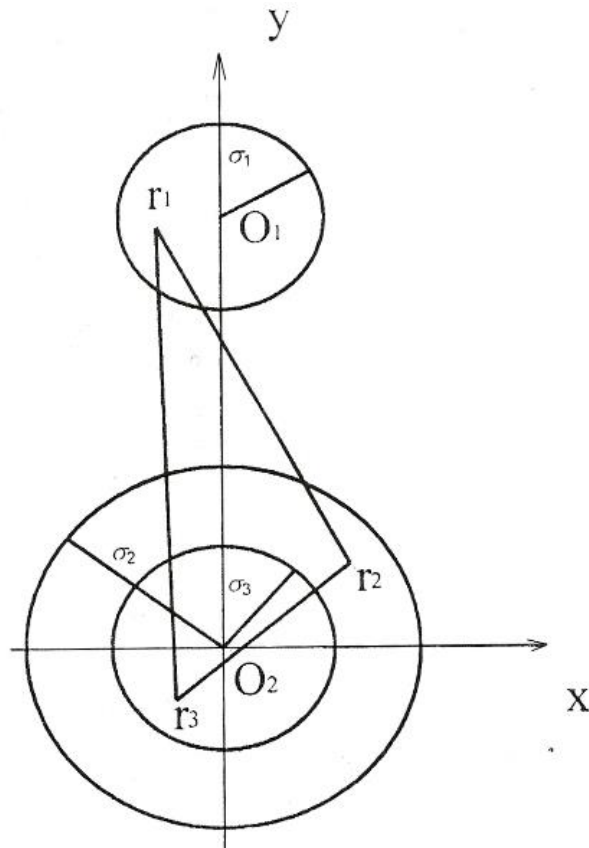


Рисунок 5.2 – Нормована відстань від репу r_i до геометричної точки контакту O_2 , $i=2,3$

$$\begin{aligned}
 p_1(x, y) &= \frac{1}{2\pi\sigma_1^2} \exp\left(-\frac{x^2 + (y - R_0)^2}{2\sigma_1^2}\right); \\
 p_2(x, y) &= \frac{1}{2\pi\sigma_2^2} \exp\left(-\frac{x^2 + y^2}{2\sigma_2^2}\right); \\
 p_3(x, y) &= \frac{1}{2\pi\sigma_3^2} \exp\left(-\frac{x^2 + y^2}{2\sigma_3^2}\right).
 \end{aligned} \tag{5.3}$$

Зауважимо, що аргументом функції $e_{ij}(\omega)$ є шестивимірна випадкова величина $\omega = (x_1, y_1; x_2, y_2; x_3, y_3)$, яка розподілена за законом:

$$p(\omega) = (x_1, y_1; x_2, y_2; x_3, y_3) = p_1(x_1, y_1) p_2(x_2, y_2) p_3(x_3, y_3) \tag{5.4}$$

Як зовнішні параметри будемо розглядати осьове навантаження $\alpha_1 = P$ і швидкість поступального руху $\alpha_2 = \nu$. Сукупність технологічних умов $\Delta_{ij}(P, \nu)$ задається так:

$\Delta_{11} = [0, 1]; \Delta_{22} = [0, 1]; \Delta_{23} = \Delta_{32} = [0, f_1(P, \nu)]; 0 \leq f_1(P, \nu) \leq \delta < 1; \Delta_{33} = [0, f_2(P, \nu)],$
 $0 \leq f_2(P, \nu) \leq 1$. Тут ми зупинятися на дослідженні конкретної структури функцій $(f_1(P, \nu), f_2(P, \nu))$, δ – параметр, визначальний межу прослизання у системі «колесо-рейка». Інші умови $\Delta_{ij}(\omega)$ не мають самостійного значення і можуть бути, очевидно, знайдені за вказаними раніше умовами. Нехай λ – коефіцієнт надійності, $0 < \lambda < 1$. Тоді оптимальні значення параметрів P і ν можна знайти за умови:

$$\begin{aligned}
 P \left(\prod_{i,j} \Delta_{i,j}(P, \nu) \right) &= \lambda \tag{5.5} \\
 0 \leq f_1(P, \nu) \leq \delta & \qquad 0 \leq f_2(P, \nu) \leq 1
 \end{aligned}$$

Враховуючи визначення $P'(A') = \mu_L(A')$ перепишемо співвідношення (5.5) у формі:

$$\begin{aligned} \mu_L(\Delta_{I2})^2 \mu_L(\Delta_{I3})^2 f_1^2(P, \nu) f_2(P, \nu) - \lambda &= 0 \\ 0 \leq f_1(P, \nu) \leq \delta & \quad 0 \leq f_2(P, \nu) \leq 1 \end{aligned} \quad (5.6)$$

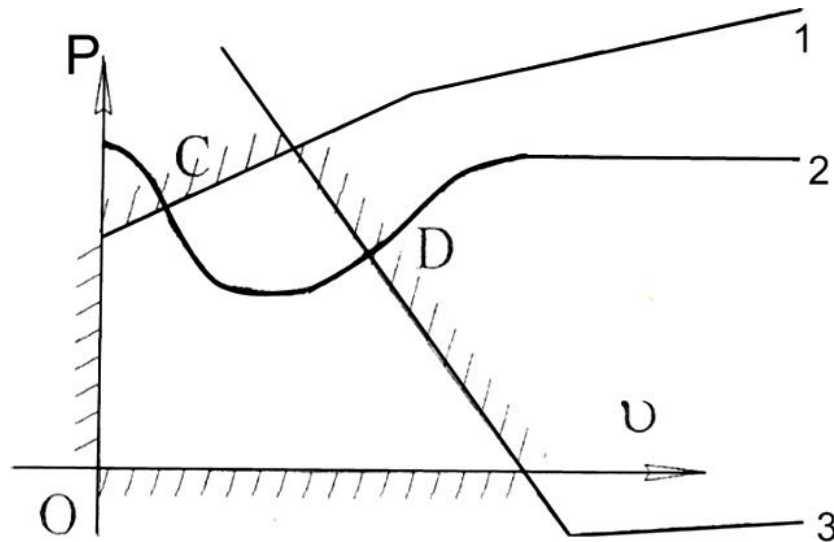


Рисунок 5.3 – Графічна інтерпретація умов (5.6) у декартовій системі координат

$$1 - k_1 P + b_1 \nu = \delta$$

$$2 - P = f(\nu, \lambda)$$

$$3 - k_2 P + b_2 \nu = 1$$

Для того, щоб отримати уявлення про величини $\mu_L(\Delta_{I2}), \mu_L(\Delta_{I3})$, що входять (5.6), необхідно повернутися у вихідне ймовірнісне простір і використовувати розподіл (5.4). Покажемо, однак, як можна із загального погляду дослідити умови (5.6). Нехай перше із співвідношень (5.6) допускає існування неявного рішення $P = f(\nu, \lambda)$. Дамо графічну інтерпретацію умов (5.6) у декартовій системі координат $\{\nu, O, P\}$, вважаючи для простоти (рисунок 5.3).

Ділянка кривої $P = f(v, \lambda)$ між точками C і D , яка потрапляє в незаштриховану область, відповідає оптимальним значенням P і v , що забезпечує відсутність ковзання в системі «колесо-рейка».

5.2 Поширення енергії коливань від поверхні контакту колеса та рейки до суміжних структур

Локомотив – складне джерело шуму, його основні складові – силова установка з системами, що її обслуговують, і процес взаємодії колеса з рейкою. Причому останній є визначальним при швидкостях руху понад 100 км/год. При цьому шум від взаємодії колеса з рейкою в основному обумовлений рухом екіпажу в кривих ділянках колії (тертя реборд коліс по поверхні голівки рейки), коченням і гальмуванням. У даному розділі розглядається шум процесу кочення.

Механізм його виникнення загалом відомий [85, 86, 91]. Причина збудження – шорсткість поверхонь кочення колеса та рейки; місце виникнення – їхні контактуючі поверхні. На інтенсивність шуму помітний вплив надають швидкість руху локомотива, матеріал та геометрія колеса та рейки.

Ці фактори зумовлюють коливання поверхонь рейки та колеса, утворюючи так званий корпусний шум, що випромінюється у навколишнє середовище, створюючи тим самим шумове навантаження локомотива.

Механізм утворення шуму, що випромінюється в навколишній простір, можна умовно подати у вигляді схеми, показаної на рисунку 5.4.

В області контакту системи «колесо-рейка» є дві зони кочення та ковзання, які роблять певний внесок у звукоутворення.

Зона кочення – за рахунок пружної складової деформації поверхонь контакту: напруги стиснення поширюються по структурах рейки та колеса і зумовлюють повернення змінений вихідний стан геометрії поверхонь кочення.

Зона ковзання – за рахунок зносного явища тангенціальна складова сил опору зносу змінюється імпульсним впливом.

Дана схема показує, що в практичному плані система «колесо-рейка» представляє складну структуру з неоднорідностями та поглинанням. І вивчення точними методами розподілу та поширення енергії коливань є складним завданням.

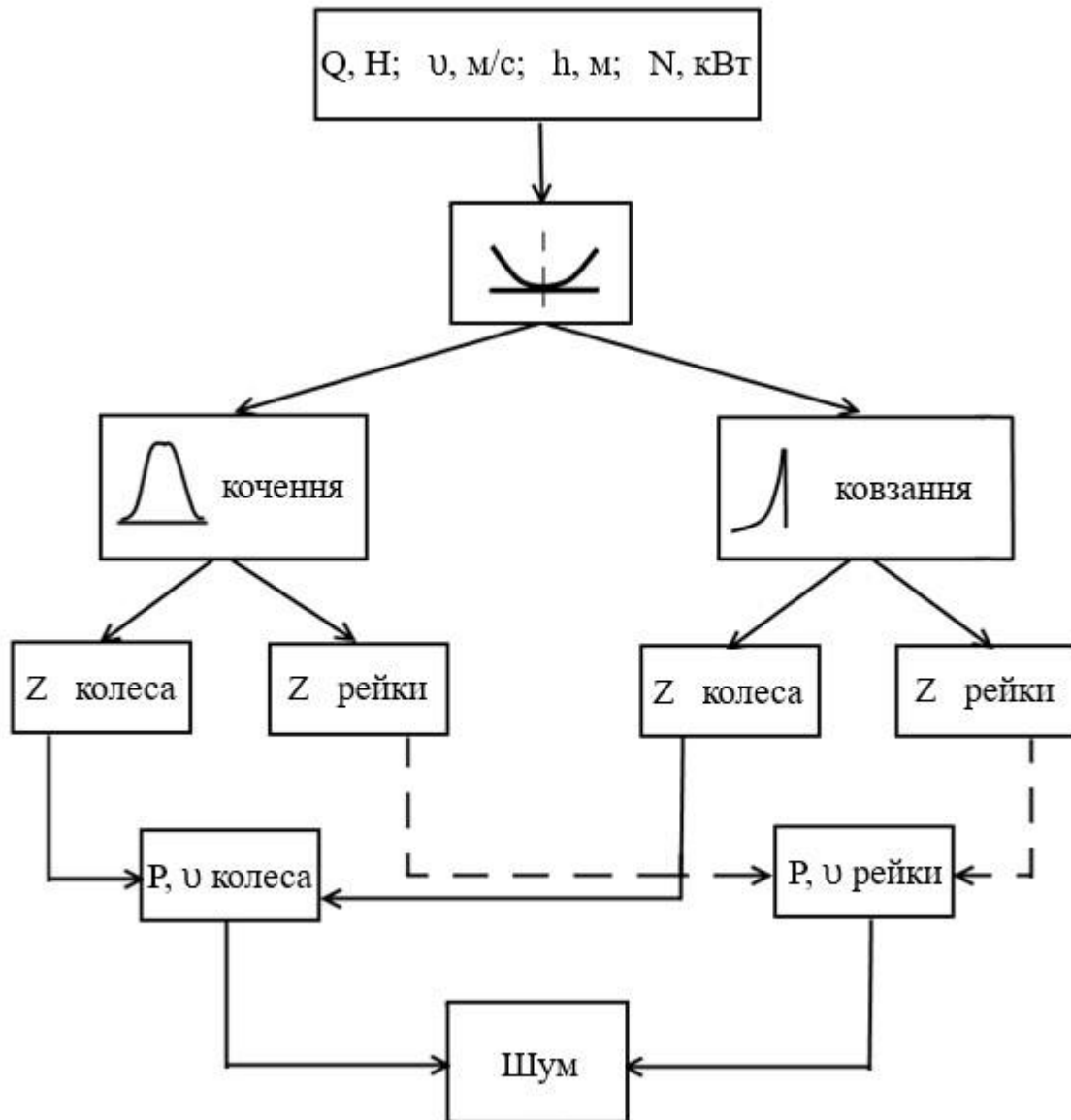


Рисунок 5.4 – Схема механізму утворення шуму від контактної взаємодії колеса та рейки:

Q – осьове навантаження, Н; h – нерівності, м; N – потужність, що підводиться до плями контакту, кВт; P – звуковий тиск, v – коливання поверхні колеса та рейки; z – імпеданс.

Водночас практично важливо для визначення конкретних конструктивних пропозицій спрямованих на зниження шуму, знати яка частина енергії коливань відводиться від зони контакту колеса та рейки власне у рейку та колесо.

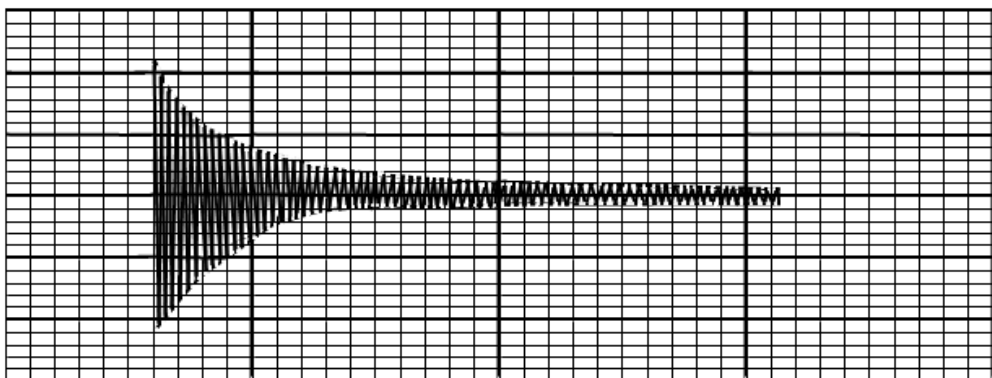
Для якісного представлення цього процесу використовуємо величину логарифмічного декременту згасання коливань у колії та рейці.

Вони визначалися за віброграмами, отриманими за відомою методикою [92, 93].

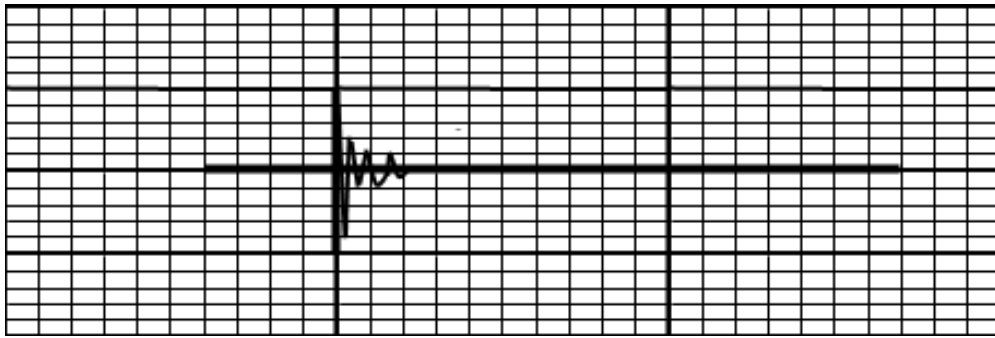
При цьому умови проведення експерименту були максимально наближені до реальних. Так використовувався рейка Р50 укладена на залізобетонних шпалах, а обандажене колесо $D_0=1050$ мм з колісним дисковим центром було розміщено в візку рейкового екіпажу.

У такому випадку логарифмічний декремент коливань враховував розсіювання енергії не тільки у самому матеріалі, а й вплив на розсіювання форми і розмірів конструкцій, і навіть зовнішніх зв'язків (рисунок 5.5).

Декремент коливань $\delta(a) = \pi d$ визначався шляхом використання методу вільних загасаючих коливань після завдання удару по об'єкту дослідження.



а



б

Рисунок 5.5 – Зразки віброграм затухаючих згинальних коливань колеса (а) та рейки (б).

Запис коливань відтворювалася осцилографом НО-71.4М через тензодатчик КД-45, інтегруючий підсилювач 00028 та фільтр 01014. Вимірювальний тракт коригувався калібрувальним пристроєм 11032.

Відповідно до [92] декремент коливання дорівнює:

$$\delta(a) = -\frac{1}{a} \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{\bar{N}}$$

де \bar{N} – число циклів (дрібно або ціле) на ділянці піддотичної.

Обробка віброграм вказаним методом дала такі результати:

- для колеса $\delta(a) \approx 0,033$;
- для рейки $\delta(a) \approx 0,074$.

Це дозволяє вважати, що коефіцієнт втрат енергії коливань d , визначений як $d = \frac{\delta(a)}{\pi}$ для колеса матиме величину рівну приблизно 0,014, а рейки 0,0236. Це вказує на те, що помітна частина розсіяної енергії коливань рейки падає на зовнішні зв'язки – підрейкову основу, розміри та форму. Що, загалом, узгоджується з думкою про рейку як визначальне джерело випромінювання шуму в системі «колесо-рейка» [94].

5.3 Механізм звукоутворення від контактної взаємодії колеса та рейки

Встановлено, що основним фактором, що впливає на звукоутворення локомотива, є система «колесо-рейка», яку можна показати у вигляді 3-х складових:

- власне область контакту, що формує акустичні збурення;
- рейка, як випромінювач звуку;
- колесо як випромінювач звуку.

Звук, що генерується контактною взаємодією колеса і рейки в навколишній простір, передається їх поверхнями, що коливаються, і від кожного з цих елементів системи може бути показаний у вигляді виразу:

$$P_r = S_{p(\omega)} \cdot T(\omega) \cdot N_{u(\omega)}, \quad (5.7)$$

де $S_{p(\omega)}$ – спектральна щільність функції джерела збурення (в даному випадку функція збурення в контактній взаємодії колеса з рейкою), $T(\omega)$ – коефіцієнт передачі системи (від джерела збурення в суміжні середовища – повітря, рейка, колесо) і $N_{u(\omega)}$ – коефіцієнт випромінювання коливань в навколишнє середовище (в повітря) від колеса та рейки.

У роботі значення коефіцієнтів $T(\omega)$ і $N_{u(\omega)}$ використовуються для якісного оцінювання запропонованих конструктивних рішень, спрямованих на зниження шуму кочення. Тому вони у даному випадку наводяться у найзагальнішому вигляді, так як точне визначення дуже складне завдання, має самостійний інтерес.

Область контакту колеса і рейки являє собою, так званий контакт неузгоджених по формі тіл внаслідок чого контактний майданчик між колесом і рейкою невеликий за розмірами, приблизно 12×18мм, і має форму близьку до форми еліпса.

Поверхні колеса та рейки передбачаються на мікрорівні топографічно негладкими, що означає облік поверхневих мікронерівностей, які зумовлюють неповне прилягання поверхонь контакту та відповідно різкі локальні зміни контактних тисків.

Розглядається тяговий режим – навантаження статичної передачі. Механізм утворення шуму, що випромінюється в навколишній простір, можна умовно подати у вигляді схеми показаної на рисунку 5.4 [95].

У той же час при коченні в області взаємодії, через яку відбувається передача дотичних напруг, може мати місце ситуація, коли тангенціальні навантаження перевищують міцність на зсув локальних включень, зумовлену різницею пружних деформацій двох тіл (що належать колесу та рейці). Причому в області зчеплення швидкості мікропрослизу S_x і S_y дорівнюватиме [96]:

$$S_x = S_y = 0, \quad (5.8)$$

а результуючі дотичні напруги негівинні перевищувати граничної величини, тобто:

$$|q(x, y)| \leq \mu U_0(x, y). \quad (5.9)$$

А в області прослизання:

$$|q(x, y)| = \mu U_0(x, y), \quad (5.10)$$

де μ – коефіцієнт граничного тертя.

Відповідно до рисунку 5.4 кожна із зон області контакту відповідає своєму виду навантаження.

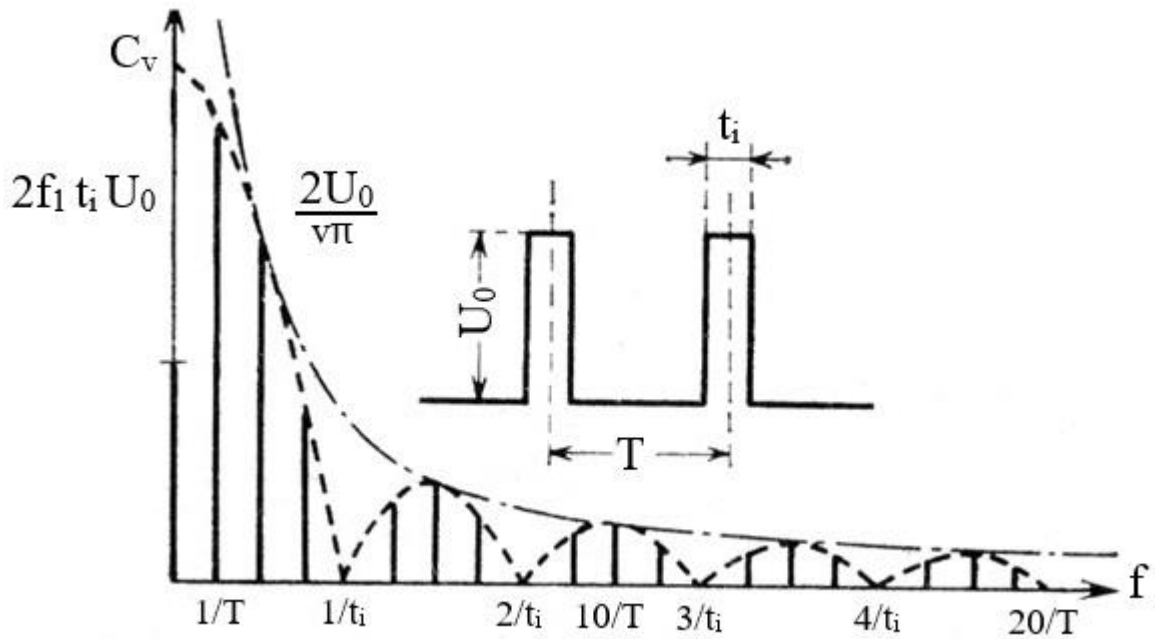


Рисунок 5.6 – Спектр імпульсів, що періодично повторюються.

Так для області кочення передбачувана функція навантаження може бути представлена у вигляді спектрів імпульсів, що періодично повторюються, і може бути розкладена в ряд Фур'є такого типу:

$$s(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{\nu=1}^{\infty} (A_{\nu} \cos \omega_{\nu} t + B_{\nu} \sin \omega_{\nu} t), \quad (5.11)$$

$$\text{де } A_0 = 2t_i U_o f_i; \quad A_{\nu} = \frac{2t_i U_o}{T} = 2f_1 t_i U_o \left[\frac{\sin\left(\omega_{\nu} t_i \frac{1}{2}\right)}{\omega_{\nu} \frac{t_i}{2}} \right]$$

Тут $f_1 = \frac{1}{T}$ – основна частота або швидкість повторення процесу; ν – змінний індекс.

Коефіцієнт $B_{\nu} = 0$, так як функція $s(t)$ парна, тобто $s(t) = s(-t)$.

При дуже невеликій тривалості імпульсу спектральні амплітуди всім гармонік однакові й рівні постійній величині [97].

А інша функція (рисунок 5.7) відповідає області ковзання, де характер обурення обумовлений зсувними деформаціями аж до зрізання, що виявляється у тангенціальному напрямку; вона описується також виразом (5.11) [96].

$$s(t) = U_0 \left(1 - \frac{t}{T} \right), \quad 0 < t < T. \quad (5.12)$$

Тут коефіцієнти Фур'є рівні $\frac{A_0}{2} = \frac{U_0}{2}$; $A_v = 0$;

$$B_v = \frac{2U_0}{T} \int_0^T \frac{T-t}{T} \sin(\omega_v t) dt = \frac{U_0}{v\pi}.$$

Тобто коефіцієнти B_v зменшуються обернено пропорційно номеру гармоніки, як показано на рисунку 5.7.

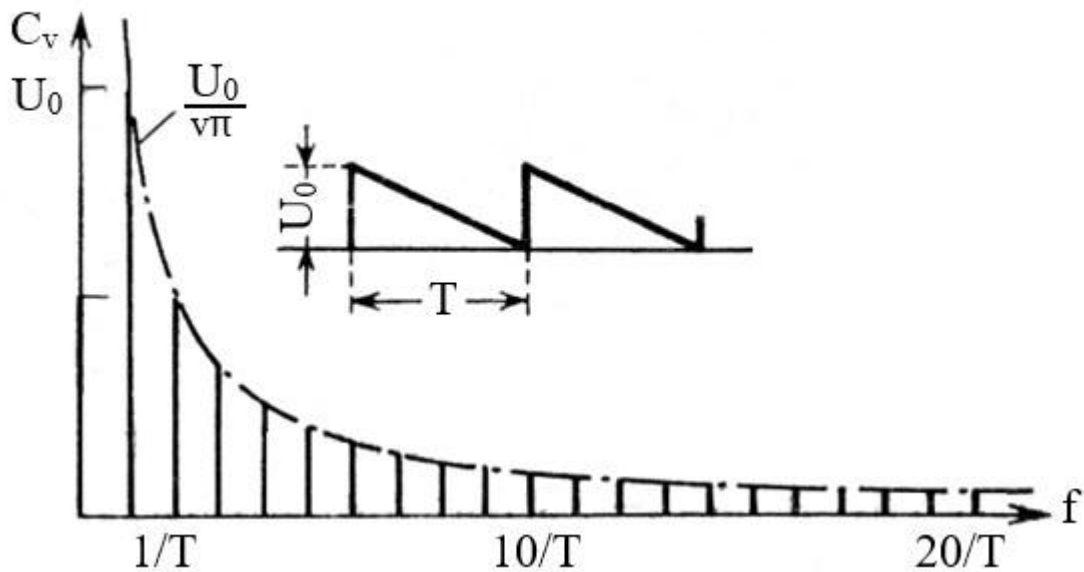


Рисунок 5.7 – Спектр пилоподібних імпульсів, що періодично повторюються

З метою визначення параметрів U_0 , t_i , T необхідно визначити розміри зон зчеплення і ковзання в області контакту колеса і рейки. Для цього

розглянемо деякі особливості схеми їхньої силової дії механіки при контакті колеса і рейки.

На рисунку 5.8 показана схема взаємодії сил при контакті колеса з рейкою з моторно-осьовим підвішуванням тягового електродвигуна (І класу.)

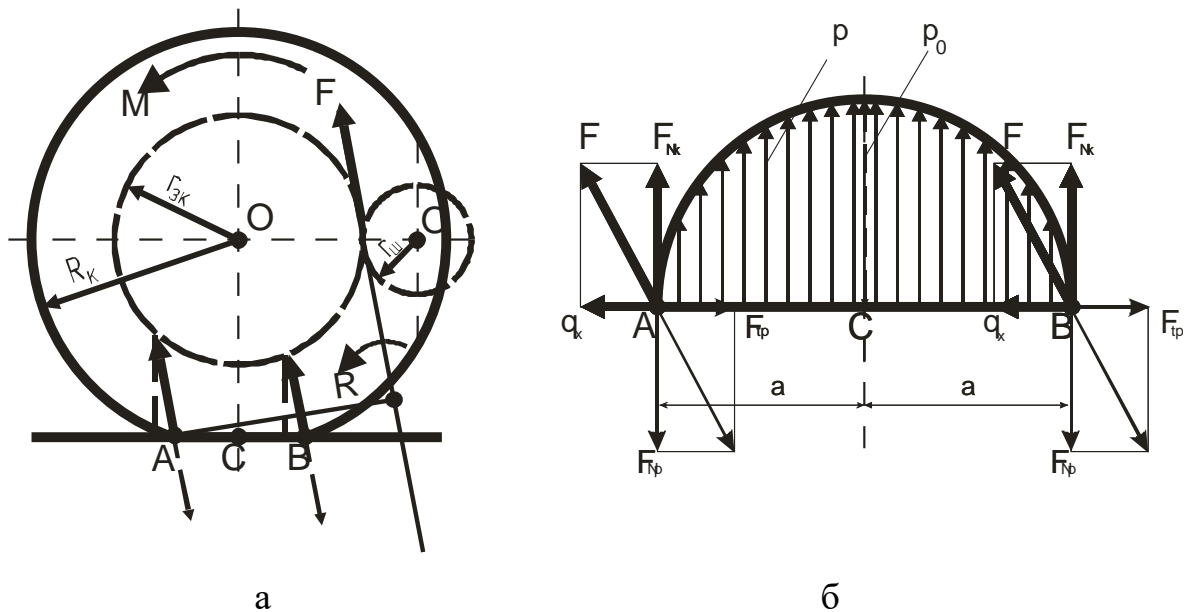


Рисунок 5.8 – Схема взаємодії сил у сфері контакту

а – кінематична схема; б – схема застосування сил у зоні контакту

Обертний момент на осі колісної пари створюється парою шестерень – провідною шестернею $r_{ш}$ насадженої на вал якоря тягового електродвигуна та зубчастим колесом з радіусом $r_{зк}$ – на осі колісної пари. Взаємодія зубів шестірні та колеса силою F відбувається по лінії зачеплення, утвореної дотичною до основних кіл шестерні радіуса $r_{ш}$ і зубчастого колеса $r_{зк}$. Сила F створює крутний момент FR колеса колісної пари щодо миттєвої осі обертання в точці A , де утворюється упор колеса в рейку. Тут реакція від моменту FR розкладається у напрямку лінії контакту колеса та рейки на складові нормальну – $F_{НК}$ і тангенційну – $F_{тК}$ (з індексом «к», що впливають на колесо і з індексом «р» – на рейку).

У точці В картина силової взаємодії між колесом і рейкою аналогічна. Тут реакція від колеса на рейку направлена у бік рейки, як показано на рисунку 5.6.

Закон зміни величини складових F_{NK} і F_{NP} може бути показаний у вигляді функції:

$$p_{Nx} = -\frac{F_{NP}}{a} x. \quad (5.13)$$

Тиск «р» у довільній точці $M(x, y)$ майданчика контакту від стискаючої сили P згідно з теорією Герца [98].

$$p = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}, \quad (5.14)$$

де $p_0 = \frac{3P}{2\pi(ab)}$ – найбільше зусилля в центрі майданчика, з півосями a та b

Обмежуючись розглядом плоского завдання, тобто при дуже малому «у» («у» $\rightarrow 0$, у межах довжини лінійного розміру 1 кристала зерна) вираз (5.8) має вигляд:

$$p = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}. \quad (5.15)$$

Сумарний вплив стискаючих сил є сума (5.13) та (5.15).

Графік сумарних стискаючих сил від статичних сил p і моменту F_{NK} показаний рисунку 5.9.

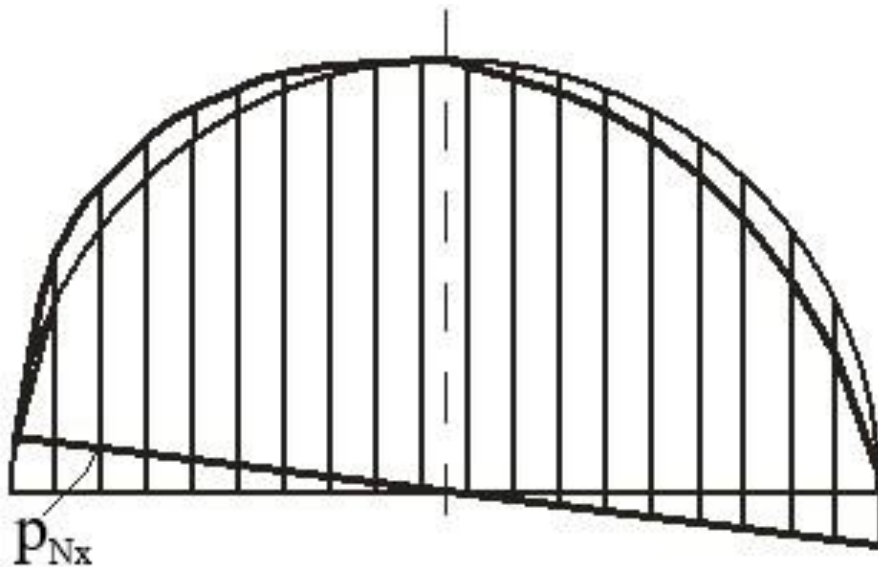


Рисунок 5.9 – Графік сумарних стискаючих сил

З аналізу схем, показаних на рисунках 5.8 і 5.9, видно, що на вході в область контакту реалізується упор, зумовлених вдавлюванням колеса в рейку і внаслідок цього в точці A зростає нормальна складова взаємодії колеса та рейки, яка відсутня коли немає руху локомотива, тобто на вході відсутні умови для здійснення області ковзання. У той же час на виході з області контакту (точка B), утворюється ситуація взаємодії різноспрямованих нормальних складових від сил p_x і F_{NP} тому сумарні вертикальні сили зменшуються по осі $x=0$ в напрямку $x=a$, і таким чином тут є умови для виникнення зони ковзання, а кордон між зоною ковзання із зоною зчеплення приблизно встановимо з рівності вертикальних складових p_x і F_{NP} . У лівому боці від точки « x » – зона зчеплення, праворуч зона ковзання до $x=a$.

Апроксимуючи половину площі еліпса трикутником і вводячи на розгляд елементарний одиничний майданчик $\Delta x b_x$, матимемо залежність $b_x = 2b(a-x)$. Тоді цю точку x визначимо з рівності:

$$\frac{3P}{2\pi(ab)} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} = \frac{F_{NP}x}{a2b(a-x)}. \quad (5.16)$$

Сила тиску змінюється згідно із законом:

$$F_{N\delta} = \frac{F_{NP} \cdot x}{a} .$$

Розрахунки, виконані умов $P=100$ кН, момент крутний двигуна $M_\delta=4$ кНм при контактному майданчику з осями еліпса 12×18 мм показують, що зона ковзання від осі майданчика з відривом 4,78 мм, тобто зона зчеплення дорівнює 132 мм.

Область плями контакту сприймається як система випадково поширених нерівностей (шорсткостей) із субмікрошорсткостей. Найчастіше ці нерівності розглядають як стохастичні. Але в граничному випадку стохастичні нерівності переходять у квазіперіодичні. І можуть бути описані функцією зміни величини p_x (рисунок 5.6) з параметрами $U_0 = p_0, t_i = \frac{l}{c}$, де l – довжина зони зчеплення, c – швидкість звуку. Враховуючи, що по модулю p_0 помітно більше, ніж F_{NP} при розрахунку звукоутворення може бути врахована лише складова від галузі кочення, що надається рівнянням (5.11).

5.4 Особливості механіки контактної взаємодії колеса та рейки у процесі її звукоутворення

У ряді досліджень [99, 100] було показано, що основну роль шумоутворення рухомого складу, і зокрема локомотива, виконують процеси, зумовлені контактом коліс з рейкою, де домінуючим є їхня фрикційна взаємодія. У той же час останнє визначається в основному станом поверхонь контакту і співвідношенням навантажень, що їх стискає і зсуває.

Враховуючи, що вплив фактора «стан поверхні» в даний час базується на основі дослідно-статистичних даних, у роботі приділено увагу насамперед силовому фактору.

Силова взаємодія в області контакту колеса та рейки здійснюється тільки зовнішніми силами, якими є вертикальне навантаження на колесо, крутний момент від тягового приводу і сила опору руху складу.

Тим часом сили взаємодії між колесом і рейкою в задачі звукоутворення можуть бути показані у вигляді суми двох складових: стаціонарного значення та обурення, обумовленого динамічними явищами, в основному через недосконалість геометрії поверхні кочення коліс, дефектів передавальних механізмів та інше [101, 102] Тобто:

$$\rho = \bar{p} + p'e^{st}, \quad (5.17)$$

де $s = \lambda + j\omega$ – комплексна швидкість зміни обурення; λ – коефіцієнт загасання коливання; ω – частота кругова. Зауважимо при цьому, що на звукоутворення впливає в основному складова стаціонарна складова, p' яка обумовлена осцилюючими навантаженнями.

Це припущення прийняте умовним. Насправді складова p' в (5.17) є у всіх зовнішніх силах, що беруть участь у контактній взаємодії колеса і рейки, циклічної, але їх частота розташовується істотно нижче частоти звукового діапазону і розмір майданчика також через це флукує.

У той же час зазначене припущення дозволяє при аналізі явищ звукоутворення використовувати принцип лінеаризації та розглядати окремо процеси кочення та ковзання з подальшим підсумовуванням їх параметрів.

Зауважимо, що у завданнях шумоутворення вплив фазової компоненти можна розглядати, а в комплексних висловлюваннях враховувати лише дійсну її частину.

Загалом систему «колесо-рейка» покажемо трьома складовими:

- власне область контакту, як формує акустичне обурення, зумовлене контактною взаємодією;
- випромінювач звуку від рейки;

- випромінювач звуку від колеса.

Виділення області контакту в окрему складову, як фактора звукоутворення, обумовлено сингулярністю поверхонь зони контакту, внаслідок того, що в точках A і B (рисунок 5.10) є стрибки напруги σ_x від 0 поза навантаженням до $-P$ всередині ділянки AB . Також і по самій лінії $A-B$ має місце сингулярність через некомпенсованість внутрішньокристалічних зв'язків у приповерхневих шарах області контакту та наявності проміжних середовищ (плівок) між поверхнями, що контактують (так зване «третє тіло»). Тут крім відомих компонентів поверхневого шару треба враховувати наявність залишків зносу.

Насправді ситуація з чистими та сухими поверхнями контакту нереальна. Вона більшою мірою відповідає контакту з мастилом у стані «погана – хороша» з відповідними коефіцієнтами тертя.

У процесі контакту колеса та рейки рух реалізується коченням, якому насправді властиві всі види зовнішнього тертя: спокою, ковзання та власне кочення [100, 102, 103]. І їм відповідають власні зони області контакту: зчеплення, ковзання та кочення, які роблять певний внесок у звукоутворення [104].

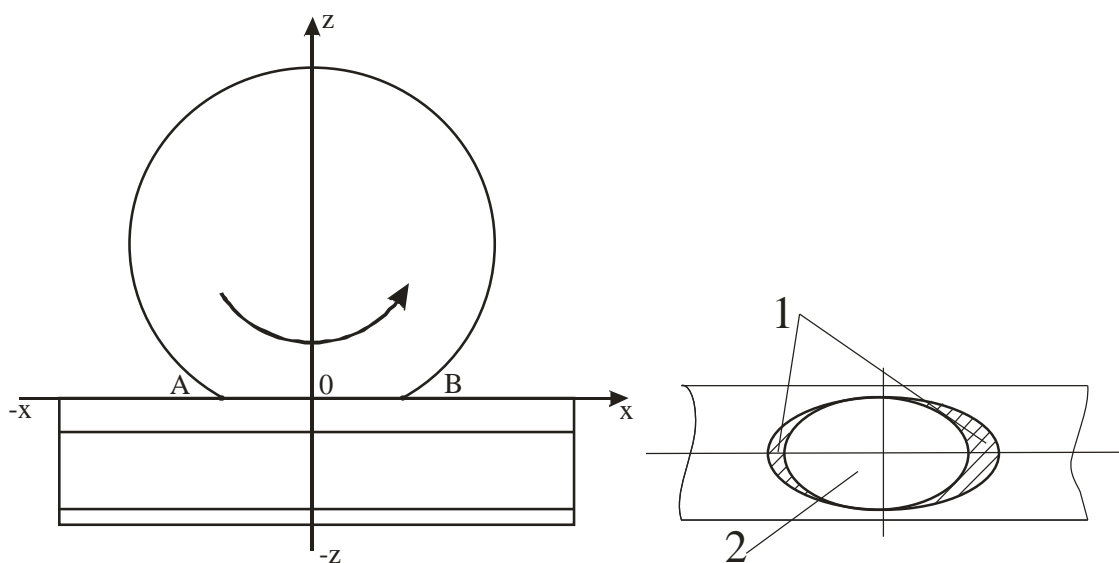


Рисунок 5.10 – Схема контакту колеса та рейки

1 – зона ковзання, 2 – зона кочення.

При цьому область плями контакту сприймається як система випадково розподілених нерівностей із субмікрошерсткостей, тобто як стохастична. Але в граничному випадку (через періодичність процесу в цілому) цей розподіл може бути представлений квазіперіодичним.

Встановлено, що у зоні зчеплення обурення обумовлені переважно пружними деформаціями нерівностей у контакті. У зоні ковзання – зсувними деформаціями, аж до зрізання, що виявляються у тангенційному напрямі [98].

Після зони зчеплення за рахунок пружної складової деформації поверхонь контакту починає здійснюватись повернення у вихідний стан геометрії поверхонь кочення.

Для визначення величин деяких вихідних даних, зокрема протяжності зон зчеплення та ковзання, необхідних для обчислення спектральних щільностей звуку кожної із зон, необхідно розглянути взаємодію сил в області контакту колеса та рейки.

При цьому припускаємо, що поїзд рухається прямим горизонтальним шляхом з постійною швидкістю, а кочення коліс по рейках відбувається як по абсолютно твердому тілу без деформації матеріалу і без прослизання. Насправді такого припущення немає, але у межах зміни навантажень у сфері плями контакту, які відбуваються з швидкостями звуку, це реалізується.

На рисунку 5.11 показана схема силової взаємодії в контакті колеса та рейки, наприклад, при використанні тягового приводу з моторо-осьовим підвішуванням тягового електродвигуна. Відмінність її від відомих схем полягає у наявності майданчика контакту *AB* [100].

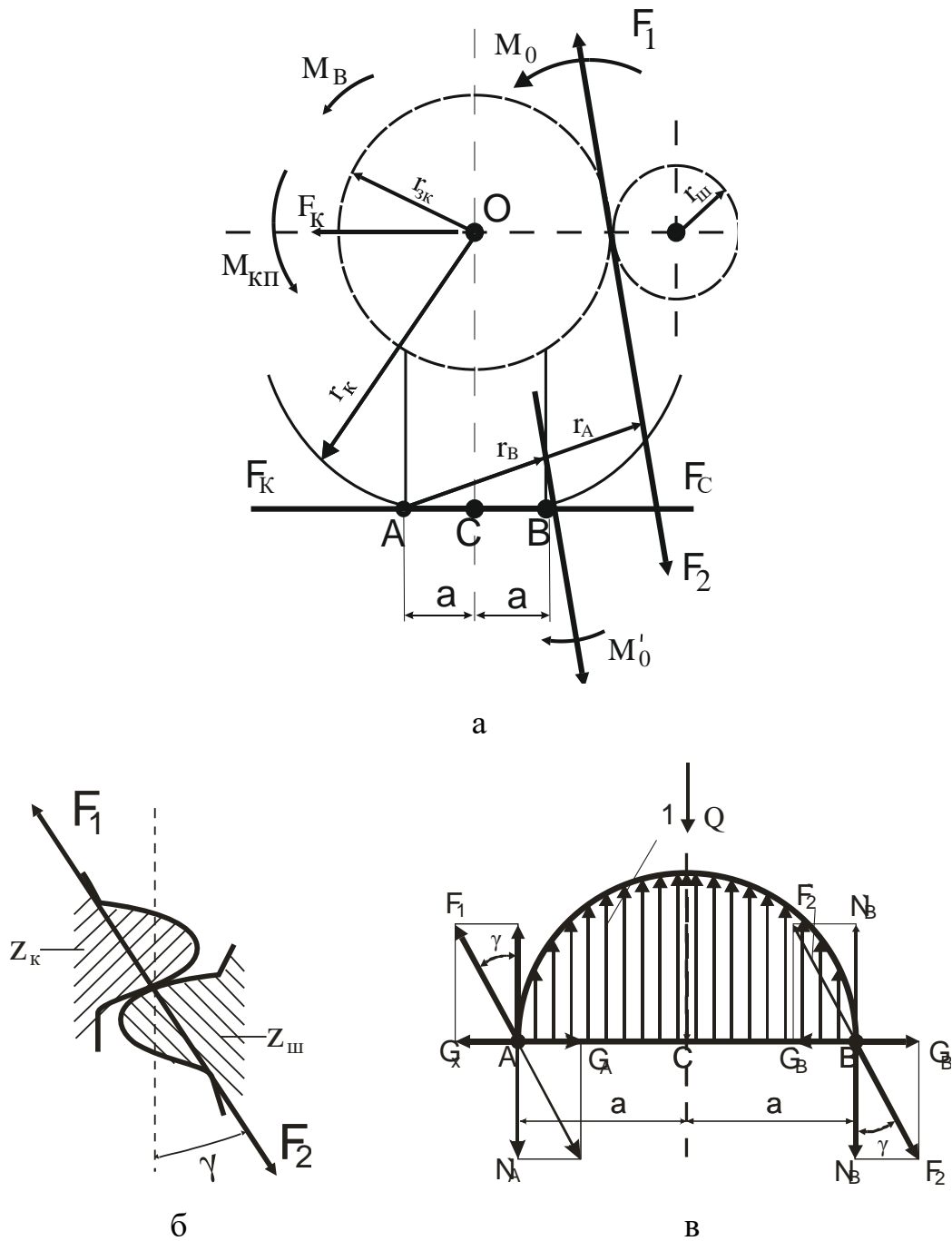


Рисунок 5.11 – Схема взаємодії сил у контакті колеса та рейки:

а – кінематична схема; б – взаємодія сил у контакті зубів шестерні та колеса;

в – схема застосування сил у зоні контакту.

У пропонуваній схемі рівнодіюча сил Q і P , що стискають колесо і рейку по вертикалі дорівнює нулю, а в напрямку рейки по лінії контакту сила тяги F_k , що утворюється моментом, що обертає колісну пару, врівноважується силою опору руху локомотива. Тим самим тяговий електродвигун, що створює

$M_{кр} = M_T$, передає його від шестерні, насадженої на валу якоря, зубчастого колеса, закріпленого на осі колісної пари. При цьому в точці контакту зубчастого колеса і шестерні діє активна сила F_1 , прикладена від шестерні до зубчастого колеса, і реактивна F_2 від зубчастого колеса до шестерні.

У той же час сила F_1 одночасно обертає зубчасте колесо і перекидає (створює момент, що перекидає) колісну пару, щодо «миттєвої» осі обертання, що проходить в даному випадку через точку A .

Тобто крутний момент від тягового електродвигуна реалізується в двох напрямках: на створення сили тяги (обертання зубчастого колеса на осі колісної пари) і на обертання колісної пари щодо миттєвої осі обертання, де в силу швидкоплинності процесу практично немає впливу на дотичну силу.

В околиці осі миттєвого дотику колеса і рейки (точки A або B області контакту) внаслідок пружної деформації, що їх складає, реалізується процес кочення з відповідним тертям. Це місце переміщається вздовж рейки та обода колеса зі швидкістю руху. Тобто в цій зоні формується майданчик контакту з утворенням пластичної, так і пружної складових деформації.

Розглядаючи дії сили F_{np} на плечі r_A , необхідно мати на увазі, що її реалізація можлива лише за наявності упору у відповідній частині реактивної складової з боку сили F_2 . Але в умовах візкового екіпажу інших упорів, крім майданчика контакту колеса з рейкою, немає. При цьому частина реактивної складової сили F_2 , відповідна силі F_{np} поширюється по структурах візка (металоконструкція, структура механізму підвіски ТЕД, буксового вузла та ін.) до контактних майданчиків коліс інших колісних пар візка, втрачаючи при цьому частину енергії на геометричних неоднорідностях каналу поширення обурення (маючи на увазі формулу (5.17)), включень інших матеріалів та ін. З цієї ж причини і в розглянутому контакті $A-B$ приходять аналогічні обурення від інших колісних пар візка, створюючи реактивний момент у точці B відносно «миттєвої» осі обертання в точці A з відповідною силовою реакцією від колеса на рейку.

Покажемо силу F_I як

$$F_I = F_{np} + F_T, \quad (5.18)$$

де F_T і F_{np} – відповідно сили здійснюють обертання зубчастого колеса, насадженого на вісь колісної пари та обертання осі колісної пари навколо осі обертання.

При цьому величини F_T і F_{np} визначимо орієнтуючись на передбачувані відомі коефіцієнти тертя, що відповідають опорам на проворот і створенню сили тяги: кочення в околиці миттєвої осі обертання, зчеплення та ковзання.

Прийнявши в цілому на майданчику контакту коефіцієнт тертя рівним f_{nl} , а в околиці миттєвої осі обертання – отримаємо складову моменту, що йде на поворот колеса рівну:

$$M_{np} = \frac{M_{TЭД}}{2} \frac{f_k}{f_{nl}} \eta. \quad (5.19)$$

А відповідно і сила, що здійснює проворот колеса, рівна

$$F_{np} = \frac{M_{np}}{r_a}$$

де η – коефіцієнт корисної дії; r_a – радіус провороту.

Тим часом поширення обурення від F_{np} в область контакту її реактивної складової в області контакту інших колісних пар екіпажу відбувається практично зі швидкістю звуку в «поштовоховому» режимі характерному для контакту зубчастих зачеплень, який не повністю пружний,

так як містить і пластичну складову деформації зубів. Тому тут необхідно застосовувати співвідношення контактних навантажень у міжзубчастому зачепленні як імпульсів. Тоді імпульс сили F_{np} в точки A і B області контакту колеса та рейки дорівнює:

$$F_{npa} = F_{np} \cdot \Delta t_a, \quad F_{npb} = F_{np} \cdot \Delta t_b, \quad (5.20)$$

де $\Delta t_a = \frac{L_A}{c}$ і $\Delta t_b = \frac{L_B}{c}$ – час проходження імпульсів; L_A і L_B – довжина пробігу імпульсів від точки контакту зубчастого зачеплення колеса та шестерні тягового приводу до точки A і до точок контакту інших колісних пар екіпажу; c – поздовжня швидкість звуку.

Так як

$$F_{npa} \cdot L_A = F_{npb} \cdot L_B. \quad (5.21)$$

То

$$F_{npa} = (F_{np} - F_{npb}) \frac{L_B}{L_A}. \quad (5.22)$$

З урахуванням втрат шляхом проходження імпульсів в точки A і B :

$$F'_{npa} = F_{np}(1 - \eta L_A) \quad \text{і} \quad F'_{npb} = F_{np}(1 - \eta L_B), \quad (5.23)$$

де η – погонний коефіцієнт втрат.

Сили F'_{npa} та F'_{npb} розкладемо на складові нормальну N_i та дотичну G_i відповідно до:

$$N_i = F'_{inn} \cos \gamma \quad \text{і} \quad G_i = F'_{inn} \sin \gamma. \quad (5.24)$$

При цьому зміни $N_i(x)$ і $G_i(x)$ рівні:

$$N_i(x) = N_i \frac{x}{a_0} \text{ і } G_i(x) = \pm G_i \frac{x}{a_0}, \quad (5.25)$$

де

$$a_0 = \frac{2N_B}{N_A + N_B} a, \quad (5.26)$$

де a – поздовжня піввісь еліпса майданчика контакту колеса та рейки.

Тобто становище осі моментів сил N_A і N_B зсунуто від центру майданчика у бік більшого з них.

Складова від нормального навантаження Q може бути показана у вигляді розподілу тиску по Герцу [103]:

$$p = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}, \quad (5.27)$$

де p_0 – тиск у центрі майданчика, a і b – півосі еліпса майданчика.

Обмежуючись розглядом плоскої задачі (при дуже малому «у») вираз (5.27) матиме вигляд для сил стиснення та зсуву відповідно:

$$p = C \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \quad q = q_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \quad (5.28)$$

де p_0 – тиск у центрі майданчика, що дорівнює $p_0 = \frac{3P}{2\pi(ab)}$. P – сила

стискаюча, q_0 – дотична сила в центрі майданчика, рівна $q_0 = \frac{3F_T}{2\pi(ab)}$.

Динамічну складову p' в (5.17) як для нормального навантаження так і для моменту крутного, що видається тяговим електродвигуном, покажемо у вигляді:

$$p'(t) = p_{0i}^+ \sum_k \delta_i \omega_k^2 \cos k\omega t, \quad (5.29)$$

де p_{0i} – максимальне значення та дотичне навантаження на майданчику контакту; δ_i – амплітуда k -ої гармоніки похибок (нерівностей) колеса та зубчастого зачеплення; $\omega_k = 2\pi f_0$; $f_0 = \frac{v}{\pi D_k}$; $t = \frac{l_{nl}}{v}$; l – довжина майданчика контакту; v – швидкість локомотива; D_k – діаметр колеса по колу кочення.

Координати «х» меж зон кочення – зчеплення – ковзання визначимо за точками перетину ліній рівнянь, що відображають роботу сил зсуву і стискування окремо із боку точок A і B осі екіпажу майданчика контакту, вважаючи, що у точках перетину ліній роботи рівні.

Тоді з боку A робота сил стиснення визначається за формулою:

$$A_{1a} = \alpha(1 - \mu_n) p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} + \alpha(1 - \mu_n) N_a \frac{x}{a_0}, \quad (5.30a)$$

А сил зсуву

$$A_{2a} = \beta(1 - \mu_c) \left[F_T' - \frac{G_a x}{a_0} \right]. \quad (5.30b)$$

Аналогічно з боку B :

$$A_{1b} = \alpha(1 - \mu_n) p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} + \alpha(1 - \mu_n) N_b \frac{x}{2a - a_0}, \quad (5.31a)$$

$$A_{2b} = \beta(1 - \mu_c) \left[F_T' + \frac{G_b x}{a_0} \right]. \quad (5.31б)$$

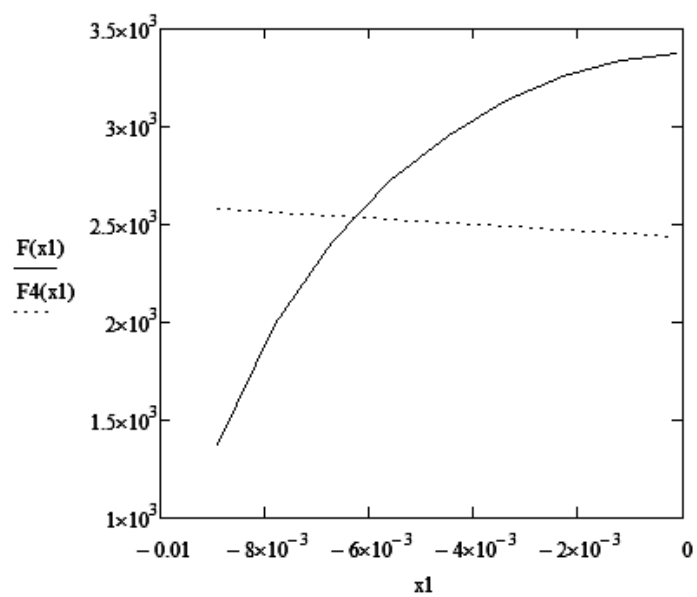
Тут α і β – коефіцієнти стиснення та зсуву, мм²/Н, для сталі $\alpha=0,3$, $\beta=12$; μ_n , μ_c – коефіцієнти тертя спокою і ковзання відповідно.

$$N_a = \frac{3}{2} \frac{F'_{npa}}{g} \omega_{33}^2 \cos \gamma; \quad G_a = \frac{3}{2} \frac{F'_{npa}}{g} \sin \gamma.$$

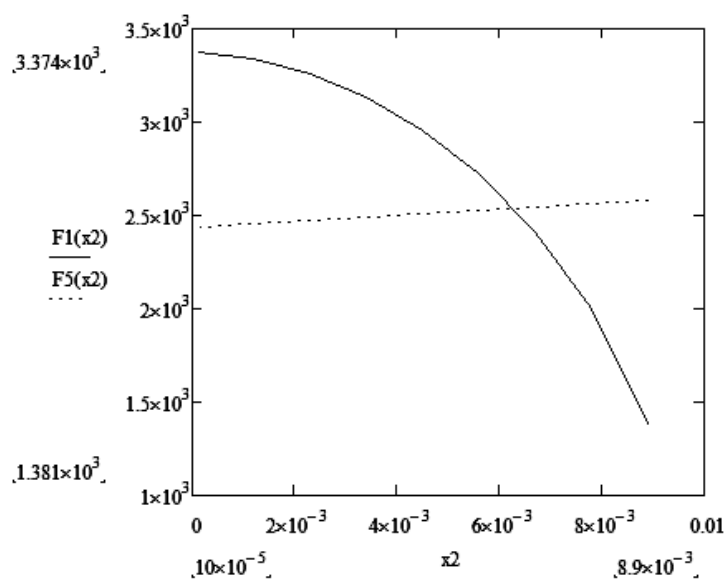
$$N_b = \frac{3}{2} \frac{F'_{npb}}{g} \omega_{33}^2 \cos \gamma; \quad G_b = \frac{3}{2} \frac{F'_{npb}}{g} \sin \gamma.$$

При прийнятих значеннях $v = 95$ км/год, P , $M_{ТЕД}$, α , β , μ_n , μ_c , параметрів зубчастої передачі знаходяться координати «х» з боку A і B та таким чином визначаються довжини зон зчеплення та ковзання майданчика контакту.

Результати розрахунку цих зон для умов $P = 100$ кН, $M_{ТЕД} = 1350$ Нм, $a = 0,009$ м, $b = 0,006$, $\mu_n = 0,01$, $\mu_c = 0,14$ передавальному відношенні зубчастої передачі тягового редуктора з моторною осьюовою підвіскою тягового електродвигуна $i = 4,41$ показані на рисунку 5.12 [105, 106].



а



б

Рисунок 5.12 – Результати розрахунків: а – з боку А; б – із боку В.

Для цих умов зона зчеплення дорівнює 10,8 мм і зона ковзання 7,2 мм.

Розгорнута по колу кочення частина циклограми із зазначеними зонами зчеплення та ковзання показана на рисунку 5.13.

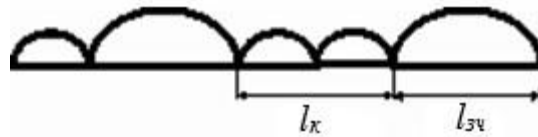


Рисунок 5.13 – Частина циклограми із зазначеними зонами зчеплення та ковзання

5.5 Експериментальна установка для дослідження шумоутворення та шумовипромінювання від взаємодії колеса з рейкою

Експериментальні методи дослідження, як етап створення засобів шумовипромінювання, є важливою частиною цього процесу. Одним з основних завдань при експериментальних дослідженнях утворення та поширення шуму від взаємодії колеса та рейки є дотримання вимог подібності до натурних та модельних умов протікання даних процесів.

Для даного випадку необхідно [107]:

- геометрична подоба природи (характерний розмір D_n) та моделі (характерний розмір D_m), тобто

$$\frac{D_n}{D_m} = idem. \quad (5.32)$$

- рівність критеріїв Гельмгольца в природі та моделі

$$H_e = f \frac{D}{c} = \frac{D}{\lambda} = idem, \quad (5.33)$$

де f – частота звуку;

c – швидкість звуку;

λ – довжина звукової хвилі.

• звукові потужності в натурі P_n та моделі P_m пов'язані співвідношенням:

$$\frac{P_n}{P_m} = \frac{v_n^2 D_n^2 (\rho c)_n}{(\rho c)_m v_m^2 D_m^2}, \quad (5.34)$$

де v – швидкість на поверхні випромінювача з характерним розміром D .

Звук випромінюється в навколишній простір колією і рейкою, а утворюється він в області їх контакту. Причинами появи звуку вважаються обурення, зумовлені нерівностями на поверхнях рейки та кола кочення колеса.

Розглядаючи коливання з боку колеса та обмежуючись розглядом основних форм нерівностей, враховуючи випадковість їх конфігурацій, детерміновані обурення (через ексцентриситет або овальність), викликані нерівністю кола кочення можуть бути представлені у вигляді періодичної функції:

$$\eta(t) = \sum_i \eta_{0i} \cos i\omega t = \sum_i \eta_{0i} \cos \frac{2\pi i X}{L_0}, \quad (5.35)$$

де η_{0i} – амплітуда i -ої гармоніки нерівності кола кочення колеса;

ω – кутова частота;

X – координата колеса, рівна $X = vt$;

L_0 – довжина кола колеса по колу кочення $L_0 = 2\pi v \frac{1}{\omega}$.

Модель рейки з дискретним опиранням його з вузловими точками над шпалами можна показати як амплітудно-модульований коливальний процес у вигляді накладання двох гармонійних коливань: по-перше, коливання з круговою частотою $\omega = 2\pi f_0$, амплітуда яких залишається постійною, по-

друге, коливання з тією ж частотою амплітуда яких змінюється періодично з кругової частотою ω_1 , тобто дорівнює $X_0 \cos \omega_1 t$. Тоді

$$X = \eta_0 \cos \omega_0 t + X_0 \cos \omega_1 t \cos \omega_0 t, \quad (5.36)$$

де ω_0 – частота з періодом визначається відстанню між шпалами;

ω_1 – частота основної форми власних коливань рейки, у поданні його у вигляді стрижня постійного поперечного перерізу, що лежить на пружній основі і з незакріпленими кінцями.

В експериментальній установці, що моделює контактні взаємодії колеса та рейки, рейка представлена колесом, довжина кола якого по колу кочення L_{mr} визначається співвідношенням:

$$\frac{L_{pn}}{\pi D_{mr}} = \frac{D_{нк}}{D_{mk}} = idem \quad (5.37)$$

де $L_{pn} \approx 25m$ – довжина ланки рейки.

У цьому випадку будуть дотримані умови (5.32) і (5.33), а значення ω_1 в (5.36) дорівнюватиме кутовій швидкості колеса, що імітує рейку.

Довжина максимальної відстані $L_{ми}$ може бути утворена дискретним порушенням округлості кола кочення робочого колеса моделі з кроком міжшпальної відстані масштабу моделі.

Схема експериментальної установки з вимірювальним трактом для дослідження шуму контактної взаємодії колеса та рейки показана на рисунку 5.14 [108].

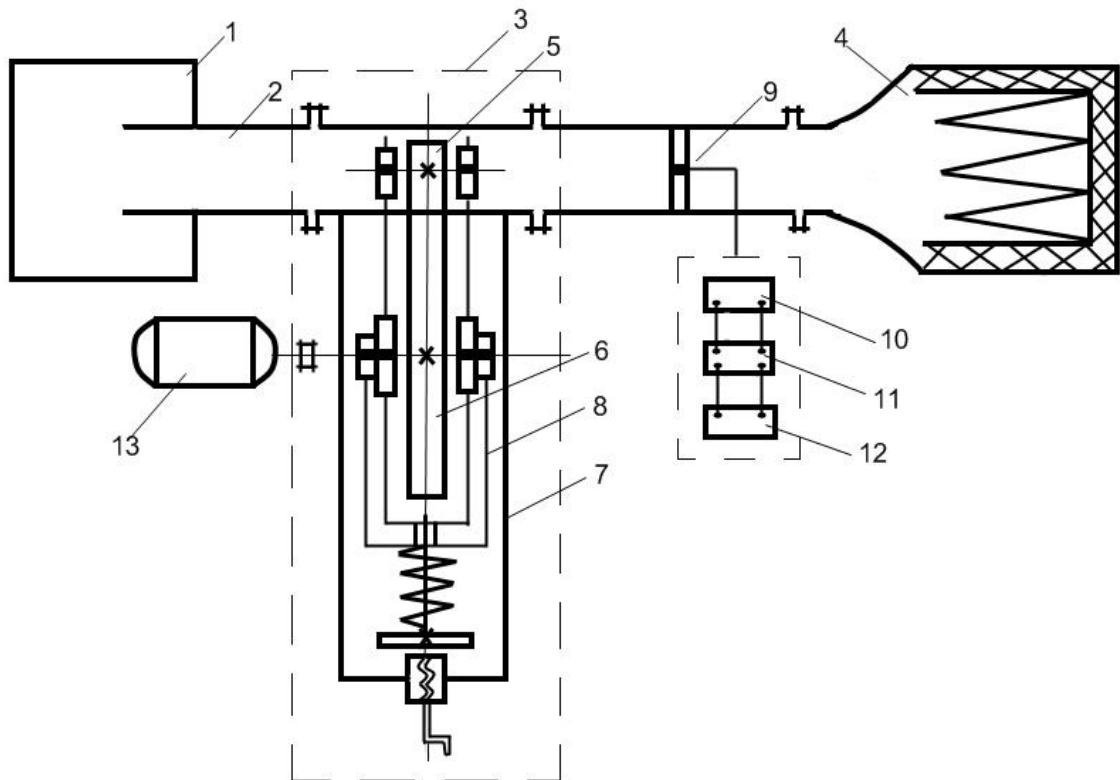


Рисунок 5.14 – Схема експериментальної установки

Вона включає ревербераційну камеру 1, канал 2 з досліджуваним блоком 3, в якому розміщені колеса 5 і 6, що імітують колесо і рейку і пов'язані між собою траверсою 7, демпфер 4 для виключення відбитих хвиль. При цьому колесо 6 входить до повзуна 8. Вимірювальний блок містить мікрофон з підсилювачем 9, шумомір 10, спектр-аналізатор 11 і самописець рівнів 12. Обертання колеса 6 здійснюється електродвигуном 13 з регульованою частотою обертання.

На даній експериментальній установці можна розробляти заходи щодо зниження шуму, досліджувати фізичні процеси шумоутворення та отримувати порівняльні результати шляхом заміни варіантів конструкції робочого колеса 5. При цьому вимірювання ефективності за загальним рівнем або рівнями в октавних смугах має обмежене значення. Вимірювання ефективності проводиться в 1/3-октавних шпальтах в діапазоні 125-10000 Гц [109].

Різниця рівнів звукової потужності з варіантів коліс вимірюється різницею рівня звукового тиску, тобто

$$\Delta L = L_I - L_i, \text{ дБ}, \quad (5.38)$$

де L_I – рівень звукового тиску за вимірами вихідного варіанта;

L_i – рівень звукового тиску за вимірюваннями вдосконаленого варіанта колеса 5.

Висновки по розділу 5

Результати по прикладним аспектам R-теорії, отримані у цьому розділі, носять ілюстративний характер і вказують лише напрям, у якому необхідно надалі розробляти теорію уявлень механічних систем.

Проведено дослідження механізму утворення шуму від контактної взаємодії колеса та рейки по результатам якого встановлено, що помітна частина розсіяної енергії коливань рейки падає на зовнішні зв'язки – підрейкову основу, розміри та форму. Це явище узгоджується з думкою про рейку як визначальне джерело випромінювання шуму в системі «колесо-рейка».

Представлено схему силової взаємодії контакту колеса та рейки, що відповідає тяговому режиму – навантаження передачі статичне. Орієнтовно встановлено зону зчеплення на майданчику контакту та визначено вихідні дані для визначення спектральної функції джерела збурення.

Розроблена експериментальна установка з вимірювальним трактом для дослідження шуму контактної взаємодії колеса та рейки, яка дозволяє розробляти заходи щодо зниження шуму, досліджувати фізичні процеси шумоутворення та отримувати порівняльні результати шляхом заміни варіантів конструкції робочого колеса.

РОЗДІЛ 6 МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ У ПАРІ ТЕРТЯ ГРЕБІНЬ КОЛЕСА-РЕЙКА

6.1 Дослідження стану питання та постановка мети дослідження

У процесі руху екіпажу рейковим шляхом, особливо в кривих ділянках, гребінь колеса значний час знаходиться в контакті з головкою рейки. У цей момент відбувається найбільш інтенсивна динамічна взаємодія екіпажу та шляхи у поперечному напрямку. Також привертає увагу та обставина, що взаємодія контактуючих тіл реалізується на невеликих майданчиках контакту гребеня колеса з головкою рейки.

Тертя при прослизанні гребеня колеса по рейках викликає температурні спалахи в точках фактичного контакту поверхонь, що труться. Процеси, що виникають при цьому, супроводжуються виникненням мікротріщин, що прискорюють процес утворення частинок зносу, що сприяє підвищеній інтенсивності зношування коліс і рейок. Інтенсивне зношування коліс і рейок тягне за собою значні витрати для залізниць.

Протягом усієї експлуатації рухомого складу питанню підвищення терміну служби коліс локомотивів та рейок приділяється велика увага. У тому числі розроблення пристроїв для змашування гребенів коліс локомотивів та бічної поверхні головки рейок.

Метою розділу є моделювання теплових процесів у парі тертя гребінь колеса-рейка.

Для розрахунку температури на поверхнях колеса і рейки, що розглядаються, необхідно визначити форму і розмір плями контакту. Торкання колеса та рейки уявимо, як контакт циліндра з тороїдом із взаємно перпендикулярними осями. Розміри утворюється за рахунок пружності матеріалів колеса та рейки майданчика контакту для незношених поверхонь кочення колеса та рейки можна визначити за формулами теорії пружності [110].

$$a = 1.397n_a \cdot \sqrt[3]{\frac{P_k}{E} \cdot \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_4}}} \quad (6.1)$$

$$b = 1.397n_b \cdot \sqrt[3]{\frac{P_k}{E} \cdot \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_4}}} \quad (6.2)$$

де n_a n_b – коефіцієнти, значення яких визначаються за таблицями;

R_1, R_2, R_3, R_4 – радіуси кривизни контактуючих тіл;

E – модуль Юнга.

Зміна температури на поверхні тертя гребеня колеса з головкою рейки з плином часу можна визначити, вирішивши нестационарне завдання теплопровідності, яке, у разі незалежності теплофізичних властивостей матеріалів контактуючих тіл від температури, описується диференціальним рівнянням теплопровідності, яке має вигляд [111]:

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial i^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial k^2} \right) \pm q = c_p \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (6.3)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності;

c_p – коефіцієнт теплопровідності;

q – тепловий потік через поверхню;

T – температура;

t – час.

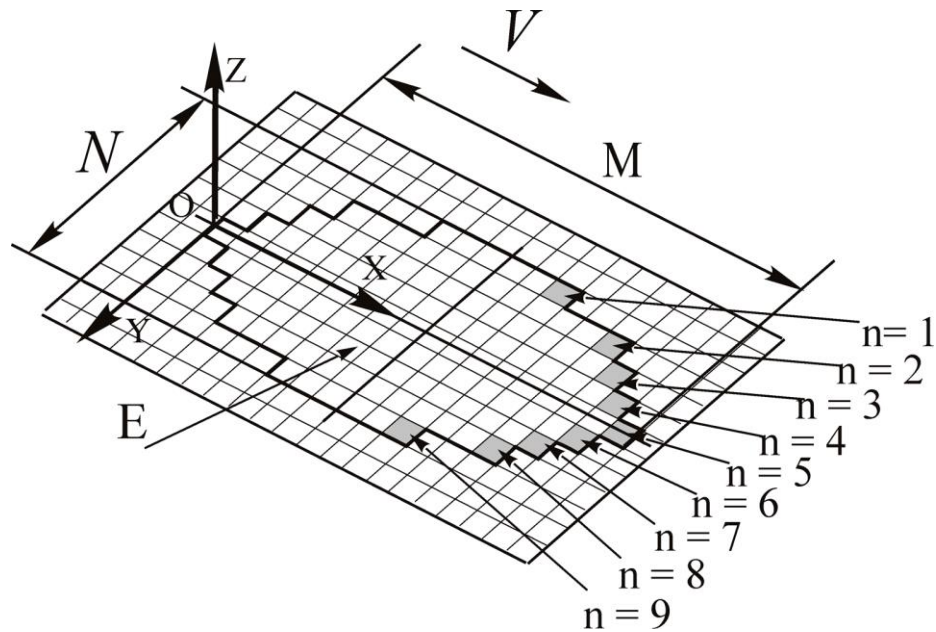


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема плями контакту гребеня колеса з головкою рейки

Рішення рівняння (6.1) здійснювалося чисельним методом, при цьому введено додаткові припущення:

1. Точки колеса та рейки, потрапивши в зону контакту, рухаються паралельно до осі Ox (рисунок 6.1).

Допустимість такого припущення обумовлюється короткочасністю одиничного контактування. Враховуючи це, переміщенням у напрямку осі Oy та осі Oz можна знехтувати.

2. Тепло, що генерується за рахунок відносного ковзання поверхонь, що контактують, поширюється тільки по нормалі до останніх. Припущення є коректним, якщо числа Пекле:

$$Pe = \frac{V_{\text{лін}} \cdot l}{a} > 20,$$

де: l – довжина плями контакту, враховуючи те, що пляма контакту (рисунок 6.1), має форму еліпса, то довжина плями контакту l дорівнює $2a$;

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} - \text{коефіцієнт температуропровідності.}$$

Внаслідок прийнятих припущень ті тіла, що взаємодіють, можна моделювати набором стержнів з теплоізолюваними бічними стінками. Пляму контакту (область E) представимо у вигляді пакета стержнів, пронумерованих від 1 до N. Верхні торці стержнів з номером m ($1 \leq n \leq N$) утворюють суму смуг з номерами n ($1 \leq n \leq N$), паралельних осі OX (рисунок 6.1), що знаходяться в площині контакту.

Наслідком прийнятих припущень є можливість вирішення одновимірної задачі теплопровідності з поширенням тепла у напрямі перпендикулярному до поверхні клітинки. При цьому рівняння (6.3) для кожного стержня, що утворюють гребінь колеса та рейку зведено до вигляду:

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial i^2} \pm q = c_p \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (6.4)$$

При попаданні першого по ходу руху стержня в зону контакту, температуру на його поверхні можна визначити на прикладі напівнескінченного тіла, тепловим потоком постійної потужності, що нагрівається [112], де розподіл температури по товщині тіла в довільний момент часу визначається за формулою:

$$T = \frac{q_{II} \sqrt{\tau}}{\sqrt{\lambda c \rho}} 2i \cdot \operatorname{erfc} \frac{z}{2\sqrt{\alpha \tau}}, \quad (6.5)$$

Так як необхідна тільки температура на поверхні контактуючих тіл, то при $z = 0$ функція $\operatorname{erfc} = 1$ а, отже, вираз (6.5) матиме вигляд [113, 114]:

$$T = \frac{2q_{II}\sqrt{\tau}}{\sqrt{\lambda c \rho}}, \quad (6.6)$$

де λ – теплопровідність, c – питома теплоємність, и ρ – густина;

Тривалість впливу джерела тепла на точку напівпростору дорівнюватиме:

$$\tau = \frac{\Delta X}{V_{окр}} - \text{час контактування};$$

q_n – тепловий потік на поверхні клітин плями контакту, який можна визначити з виразу:

$$q_n = \frac{Q_{тер}}{F \cdot \tau},$$

де F – площа клітинки плями контакту;

τ – час контактування кожної клітинки;

$Q_{тер}$ – кількість теплоти, отримана в результаті роботи сил тертя в момент часу τ , визначимо за формулою:

$$Q_{тер} = a \cdot N_{тер} \cdot \tau,$$

де a – коефіцієнт розподілу теплових потоків (прийmemo $a = 0,5$ [115]).

$N_{тер}$ – потужність тертя, яку можна визначити як [116]:

$$N_{тер} = F_{тер} \cdot V_{ков}.$$

У цьому виразі:

Швидкість ковзання $V_{ков\ dm}$ точок контакту, визначимо пропорційно швидкості ковзання точок розташованих на колі кочення $V_{ков\ dk}$ досягає 10-15% [117] від лінійної швидкості руху $V_{лін}$.

$$V_{ков\ dm} = \frac{V_{ков\ dk} \cdot R_{dm}}{R_{dk}} - \text{швидкість ковзання точок плями контакту};$$

$$F_{тер} = P(x, y) \cdot f_{тер} - \text{сила тертя};$$

$$f_{тер} = 0,15 - \text{коефіцієнт тертя};$$

$P(x, y)$ – нормальне навантаження, що діє в центрі кожної клітини плями контакту.

Нормальне навантаження визначимо як добуток тиску в кожній клітині плями контакту на площу клітин:

$$P(x, y) = \sigma(x, y) \cdot F.$$

Для визначення тиску $\sigma(x, y)$ в кожній точці контактної майданчика використовувалася формула Герца:

$$\sigma(x, y) = \sigma_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2},$$

де $\sigma(\max)$ – максимальне значення тиску у центрі плями контакту. При прийнятій схемі контакту гребеня колеса з боковою поверхнею головки рейки, значення максимального тиску $\sigma(\max)$ можна визначити за формулою [110]:

$$\sigma_{\max} = 0.245 \cdot n_p \cdot \sqrt[3]{P_k \cdot E^2 \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_4}\right)^2}.$$

у якій n_p – коефіцієнт, значення якого визначається за таблицями [110].

При моделюванні процесу руху розрахунки проводили по черзі кожної з n смуг по плямі контакту. Початковий розподіл температури по довжині стержня вважався відомим і рівним нулю, а потужність протягом часу τ джерела тепла постійною. Після розрахунку температури на торці першого по ходу руху стержня від дії джерела тепла q_1 протягом часу τ здійснювався перехід до розгляду наступного стержня. На другому стержні протягом такого ж проміжку часу τ діє джерело тепла q_2 , а джерело q_1 припиняє свою дію. Тому розраховувалася зміна температури в стержні від q_2 і додавалася зміна температури, що відбулася після закінчення дії джерела q_1 через час τ , що визначається як різниця між температурою, викликаною дією позитивного джерела q_1 протягом часу 2τ (пройдені два стержні) і температурою від дії негативного джерела q_1 такої ж потужності протягом часу τ .

Так тривало M разів, після чого здійснювався перехід до розгляду наступної смужки контакту. При розгляді якої для першого руху стержня знову приймалися нульові початкові умови.

За розробленою методикою був проведений чисельний експеримент для коліс із новим профілем (ГОСТ 11018-87) та незношеної рейки (ГОСТ 8161-75).

Згідно з отриманими результатами, зміна радіуса кривизни рейкового шляху від 125 м до ∞ (пряма ділянка шляху) при постійному значенні бічної сили впливу гребеня колеса на рейку не істотно впливає на площу плями контакту.

У ході проведення розрахунків отримано розміри плям контакту, бандажу з рейкою та гребеня колеса з рейкою, а також розподілу за ними нормальних напруг. За отриманими результатами розрахунку контурної площі контакту різних значень сили впливу колеса на рейку, на рисунку 6.2 показаний характер зміни площі плям контакту, вище зазначених поверхонь, що контактують.

6.2 Результати проведених досліджень

Проведені розрахунки показали, що зі зростанням сили на контактуючі поверхні контурна площа плями контакту збільшується. Так для плями контакту бандажа з рейкою (рисунку 6.2 крива 1) при силі впливу колеса на рейку 115 кН вона становить 166 мм², а максимальний тиск в контакті дорівнює 1044 МПа. Для контакту гребеня колеса з рейкою (рисунку 6.2 крива 2) при бічній силі дії гребеня колеса на рейку 65 кН контурна площа плями контакту становить 49 мм², а максимальний тиск в контакті дорівнює 2000 МПа. Порівнюючи отримані результати видно, що контурна площа плями контакту гребеня колеса з рейкою значно менше площі контакту бандажа з рейкою, тоді як максимальні тиски, що розподіляються по поверхні контакту гребеня колеса з рейкою вдвічі більше, ніж у контакті бандажа з рейкою.

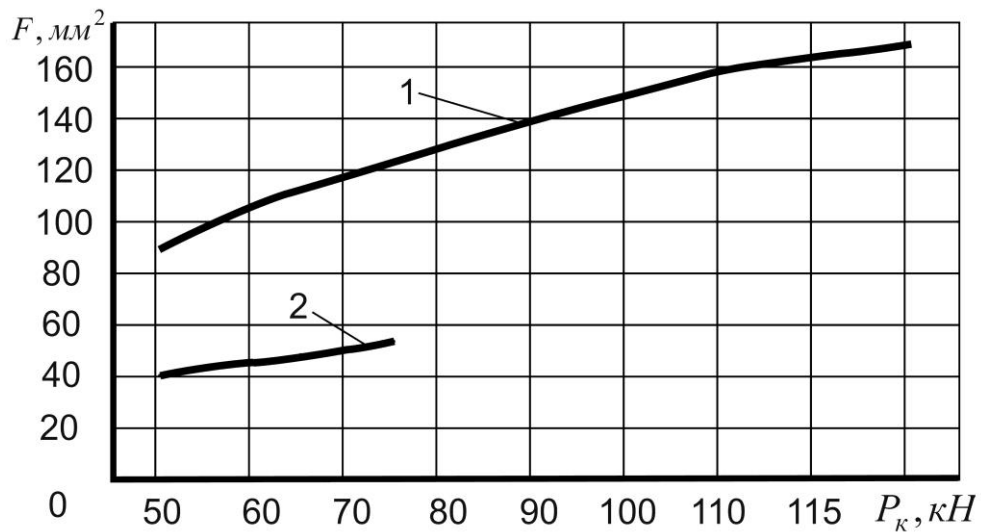


Рисунок 6.2 – Залежність контурної площі контакту:

1 – бандажа з рейкою від сили дії колеса на рейку; 2 – гребеня колеса з головкою рейки від бічної сили впливу гребеня колеса на рейку.

Також слід зазначити і те, що взаємодія гребеня колеса з головою рейки при моделюванні руху рейкового екіпажу в режимі тяги, не є опором руху.

Якщо врахувати, що при реалізації сили зчеплення, вектор швидкості ковзання в точці контакту гребеня колеса з рейкою має такий же напрям, як і бандажа з рейкою, тоді і сила тертя на гребені колеса з рейкою спрямована так само, як і сила зчеплення. Таким чином, при визначенні сили зчеплення, що реалізується локомотивом, необхідно враховувати силу тертя, що виникає на поверхні гребневого контакту.

У ході виконання розрахунку за представленою моделлю, для локомотива з навантаженням на вісь 230 кН при зазначених умовах, отримані значення максимальної миттєвої температури, що виникає на поверхнях плям контакту коліс з рейками. Залежно від плану шляху при різних швидкостях руху показані розміри плям контактів коліс з рейками та розподіл по їхній поверхні миттєвої температури (таблиця 6.1).

Аналіз отриманих у процесі дослідження даних показує, що температура поверхні контакту гребеня колеса з рейкою, при бічній силі впливу гребеня колеса на рейку 60 кН швидкості ковзання 2,83 м/с становить 784°C. Це практично вдвічі більше, ніж температура на поверхні контакту бандажа з рейкою, яка дорівнює 366°C, при силі впливу колеса на рейку 115 кН. Температурний режим на поверхнях тертя коліс і рейок при русі в прямих ділянках колії зі швидкостями руху 180-210 км/год можна порівняти з умовами взаємодії при русі в кривих ділянках колії (таблиця 6.1) [118].

Наслідком дуже високих температур, що розвиваються на поверхні контакту гребеня колеса з рейкою, є підвищений знос цієї фрикційної пари. Це, поряд з іншими факторами, сприяє появі та розвитку низки дефектів на поверхні гребенів коліс рейкових екіпажів, що ведуть до передчасного зносу та виходу з ладу гребенів колісних пар та рейок.

Таблиця 6.1 – Температурні умови взаємодії коліс локомотива та рейок

V, км/год	Розміри плями контакту				Розподіл температури на поверхні контакту		Значення температури на поверхні контакту, °С	
	бандажа з рейкою		гребеня колеса з рейкою		бандажа з рейкою	гребеня колеса з рейкою	бандажа з рейкою	гребеня колеса з рейкою
	2a, мм	2b, мм	2a, мм	2b, мм				
пряма								
150	14,3	14,8	7,5	4,7			<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <ul style="list-style-type: none"> □ 350 - 400 □ 300 - 350 □ 250 - 300 □ 200 - 250 □ 150 - 200 ■ 100 - 150 ■ 50 - 100 ■ 0 - 50 </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <ul style="list-style-type: none"> □ 600 - 700 □ 500 - 600 □ 400 - 500 □ 300 - 400 ■ 200 - 300 ■ 100 - 200 ■ 0 - 100 </div> </div>	
180			7,9	5				
210			8,3	5,2				
крива R-600								
60	14,3	14,8	9,9	6,3				

Одним із шляхів зменшення зносу гребеня бандажа і головки рейки є широко використовувані пристрої для змащування контактуючих поверхонь. Вибір матеріалів, що застосовуються для змащування контактуючих поверхонь гребенів колісних пар і рейок, повинен здійснюватися з урахуванням температурних умов взаємодії пари тертя, що розглядається. Розраховані значення температур, що розвиваються на поверхні контакту гребеня колеса з рейкою, можна порівняти з температурами при різанні металів. Як показано у роботі [119] при звичайному методі підведення в діапазоні швидкостей різання, температура, на передній поверхні різця,

відповідає 200-500°C. Згідно з наведеними результатами застосування мастильно-охолоджуючих рідин (МОР) для змащування та охолодження робочих поверхонь різця, дозволяє значно підвищити стійкість інструменту.

Таким чином, застосування МОР у якості мастильного матеріалу для нанесення на контактуючі поверхні гребенів колісних пар і рейок дозволить збільшити термін служби елементів триботехнічної системи «гребінь колеса-рейка» [120, 121].

Висновки по розділу 6

Розроблена методика та математична модель теплових процесів у парі тертя «гребінь колеса-рейка», по результатам яких отримані значення максимальної миттєвої температури, що виникає на поверхнях плям контакту коліс з рейками. Отримано, що залежно від плану шляху при різних швидкостях руху показані розміри плям контактів коліс з рейками та розподіл по їхній поверхні миттєвої температури.

Розраховано температуру, що виникає на ділянках поверхні плями контакту гребеня колеса з бічною поверхнею головки рейки при проходженні локомотивом кривих ділянок шляху.

Обґрунтовано доцільність здійснення вибору матеріалів, що застосовуються для змащування контактуючих поверхонь гребенів колісних пар та рейок, з урахуванням температурних умов взаємодії аналізованої пари тертя.

ВИСНОВКИ

1. По результатам проведеного дослідження встановлено, що в умовах забезпечення вимог до стабілізації температури до її допустимої величини для матеріалів фрикційної накладки необхідна спеціальна система терморегулювання. У роботі розглянуті основні способи реалізації терморегулюючої і енергорозсіюючої функцій в гальмівних системах.

З результату аналізу опитування, при проведенні експертного оцінювання, встановлено, що найбільш перспективним методом підвищення ефективності керування фрикційним контактом є подача охолодженого повітря в залежності від режиму руху. Важливе значення, згідно ранжування, має застосування колодок, в яких запроваджено матеріали з фазовим переходом, що дозволяє провести відбір теплоти від контакту миттєво.

По результатам проведеного аналізу теоретичних і експериментальних досліджень фрикційного контакту встановлено, що управління механічною складовою недостатньо для досягнення стабільно високих зчпних якостей трибологічних вузлів. Пропонується управління зчепленням трибологічної системи «диск-накладка» та «колесо-колодка-рейка» за рахунок керування і контролю локально-механічної температурної складової в залежності від фрикційних умов контакту.

2. У проекті було виконано розрахунок колодкового гальма, розрахунок забезпеченості гальмівними засобами поїзда та проведено оцінку ефективності роботи гальмівної системи поїзда. Дану методику можна використовувати при конструюванні нової або модернізації існуючої гальмівної передачі, при зміні її основних елементів та їх характеристик.

Допустима сила натискання гальмівної колодки $K_{don} = 27,575$ кН; розрахункова сила натискання $K_p = 25,44$ кН; передавальне число гальмівної важільної передачі $n = 9,76$; діаметр гальмівного циліндра $d_{ци} = 400$ мм; при ухилі $i = -9\%$ гальмівний коефіцієнт $\vartheta_p = 0,437$, гальмівний шлях поїзда

$S_T = 1786,31$ м; при ухилі $i = -20\%$ гальмівний коефіцієнт $\mathcal{G}_p = 0,44$, гальмівний шлях поїзда $S_T = 2763,6$ м. Отримані результати відповідають стандартам та гальмівним нормативам.

3. Точність експериментального визначення сил тяги та електричного гальмування локомотива залежить, зокрема, від точності визначення основного питомого опору локомотива під струмом w'_o . Експериментальне визначення w'_o , що враховує специфіку конструкції локомотива, пов'язане із значними матеріальними витратами, зумовленими орендою спеціального полігону та додаткового локомотива, а також перепідкатами візків, тому значення цього параметра розраховують за нормативною емпіричною залежністю.

Запропоновано більш точний у порівнянні з нормативним спосіб визначення w'_o як різниці експериментальних значень основного питомого опору руху локомотива, що випробовується, на холостому ході w'_{ox} і додаткового основного питомого опору w'_{oz} , для розрахунку якого розроблена емпірична залежність.

Проведеними дослідженнями встановлено, що в режимі екстреного гальмування рівень розрахункового тиску в циліндрах дизель-поїзда залежить від відношення об'ємів додаткового та запасного резервуарів та не залежить від їх абсолютних об'ємів. Останні впливають лише на час наповнення гальмівних циліндрів, фактичні значення якого рекомендується розраховувати за розробленою залежністю (3.27) та враховувати при визначенні часу підготовки гальм на стадіях проектування підвищення точності прогнозування гальмівного шляху.

4. Проведено аналіз та дослідження заходів щодо зниження рівня шуму на рухомому складі. Встановлено, що одним з ефективних методів є використання на рухомому складі колодок з композиційних матеріалів та колісних абсорберів з метою зниження рівня шуму. Досліджено різні способи

зниження шуму на рухомому складі, визначені їх переваги та існуючі недоліки. Встановлено, що для розробки та реалізації заходів щодо боротьби з шумом потрібна спільна робота фахівців у галузі розробки конструкцій рухомого складу та колійних пристроїв, а також співпраця з компаніями-перевізниками та власниками інфраструктури.

Необхідно докладати зусиль не до розробки заходів щодо запобігання поширенню шуму, а зосередитись на виключенні можливості його виникнення. такі заходи є найбільш ефективними, і саме їх необхідно впроваджувати насамперед.

5. Результати по прикладним аспектам R-теорії, отримані у проекті, носять ілюстративний характер і вказують лише напрям, у якому необхідно надалі розробляти теорію уявлень механічних систем.

Проведено дослідження механізму утворення шуму від контактної взаємодії колеса та рейки по результатам якого встановлено, що помітна частина розсіяної енергії коливань рейки падає на зовнішні зв'язки – підрейкову основу, розміри та форму. Це явище узгоджується з думкою про рейку як визначальне джерело випромінювання шуму в системі «колесо-рейка».

Представлено схему силової взаємодії контакту колеса та рейки, що відповідає тяговому режиму – навантаження передачі статичне. Орієнтовно встановлено зону зчеплення на майданчику контакту та визначено вихідні дані для визначення спектральної функції джерела збурення.

Розроблена експериментальна установка з вимірювальним трактом для дослідження шуму контактної взаємодії колеса та рейки, яка дозволяє розробляти заходи щодо зниження шуму, досліджувати фізичні процеси шумоутворення та отримувати порівняльні результати шляхом заміни варіантів конструкції робочого колеса.

6. Розроблена методика та математична модель теплових процесів у парі тертя «гребінь колеса-рейка», по результатам яких отримані значення максимальної миттєвої температури, що виникає на поверхнях плям контакту

коліс з рейками. Отримано, що залежно від плану шляху при різних швидкостях руху показані розміри плям контактів коліс з рейками та розподіл по їхній поверхні миттєвої температури.

Розраховано температуру, що виникає на ділянках поверхні плями контакту гребеня колеса з бічною поверхнею головки рейки при проходженні локомотивом кривих ділянок шляху.

Обґрунтовано доцільність здійснення вибору матеріалів, що застосовуються для змащування контактуючих поверхонь гребенів колісних пар та рейок, з урахуванням температурних умов взаємодії аналізованої пари тертя.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища», № 41. – 546 с.
2. Иванов Н.И. Проблема шума железнодорожного транспорта и пути ее решения / Н.И. Иванов, Д.А. Куклин / Труды конференции «Защита населения от повышенного шумового воздействия», 2011. – С. 108-123.
3. Котенко С.Г. Звук рухомого точкового джерела / С.Г. Котенко, В.П. Заєць // Електроніка та зв'язок. – 2015. – Т.20. – №4. – С. 89-93.
4. Горбунов М.І. Аналіз технічних рішень по підвищенню енергорозсіючої спроможності елементів гальмових систем / М.І. Горбунов, К.О. Кравченко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: в 2 - х ч. Ч.1.СНУ ім. В. Даля. № 18(207). Луганськ. 2013. – С. 57-61.
5. Иноземцев В.Г. Повышение надежности механического тормозного оборудования грузовых вагонов / В.Г. Иноземцев, В.М. Виноградов // В сб.: «Развитие и совершенствование автоматических тормозов». Труды ЦНИИ МПС вып. 607. 1974. – С. 15-24.
6. Исаев И.П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И.П. Исаев, Ю.М. Лужнов. М.: машиностроение. М. 1985. – 238 с.
7. Казаринов В.М. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов / В.М. Казаринов, В.Г. Иноземцев, В.Ф. Ясенцев. Транспорт. Москва. 1968. – 400 с.
8. Коняев А.Н. О сцеплении колес с рельсом при наличии в контакте твердых частиц / А.Н. Коняев, А.В. Протасов, Ю.И. Осенин // Конструирование и производство трансп. машин. Вып.18.: Вища школа. Харьков 1986. – С. 13-16.
9. Голубенко А.Л. Экспериментальные исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» / А.Л. Голубенко, А.И. Костюкевич, Е.А.

Кравченко, С.В. Попов, В.С. Ноженко, М.В. Ковтанец // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2010. – Ч.1. – № 5 (147). – С. 14-20.

10. Лужнов Ю.М. Физические основы и закономерности сцепления колес локомотивов с рельсами: Автореф. дис. д-ра. техн. наук. М., 1978. – 38 с.

11. Мямлин С.В. Математическая модель пространственных колебаний пассажирского вагона / С.В. Мямлин, В.И. Приходько // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля.: Вид-во СНУ ім. В. Даля, № 8, Луганськ. – С. 266-276.

12. Осенин Ю.И. Прогнозирование и управление характеристиками сцепления колеса с рельсом. «ВПОЛ», Киев, 1993. – 100 с.

13. Петров С.Ю. Закономерности работы трибосистемы колес – рельс и пути повышения его долговечности: дис... д-ра техн. наук. – М.: ГУП ВНИИЖТ, 2002. – 350 с.

14. Сафронов О.М. Підвищення гальмівної ефективності пасажирських вагонів шляхом удосконалення процесів функціонування дискових гальм: автореф. дис. ... к.т.н.: 05.22.07 К.: 2010. – 20 с.

15. Старченко В.Н. Некоторые вопросы теории контактного взаимодействия колеса и рельса / В.Н. Старченко. СНУ ім. В. Даля. Луганськ: 2006. – 120 с.

16. Тартаковський Е.Д. Застосування байєсівських мереж при розробленні інтелектуального модуля керування гальмами поїзда / Е.Д. Тартаковський, О.М. Горобченко // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. Вип. 157. 2015.С. 155-159.

17. Tkachenko V.P. Studying the structure of railway rolling stock resistance / V.P. Tkachenko, S.Y. Sapronova, S.V. Maliuk, I.I. Kulbovskiy // Metallurgical and mining industry. № 11. 2016. – P. 30-36.

18. Турков А.И. Исследование, выбор параметров и разработка основ конструирования фрикционной пары дискового тормоза железнодорожного

подвижного состава: дис.доктора техн. наук: 05.05.01 Хабаровск. 1987. – 349 с.

19. Лapidус Б.М. Приоритетные направления железнодорожных исследований в рамках глобальной экономики // Бюллетень ОУС ОАО «РЖД». №5, 2013. – С. 1-10.

20. Горбунов Н.И. Методология инновационного развития железнодорожного транспорта / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Р.Ю. Дёмин // Вісник СНУ ім. В. Даля. № 3 (210). Луганск. 2014. – С. 22-28.

21. Горбунов М.І. Технічні рішення по стабілізації температури фрикційних елементів гальм / М.І. Горбунов, К.О. Кравченко, О.С. Ноженко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. № 4(193). СНУ ім. В. Даля. Луганськ. 2013. – С. 68-72.

22. Горбунов М.І. Перспективні напрями досліджень з удосконалення залізничного гальмівного обладнання / М.І. Горбунов, О.В. Просвірова, К.О. Кравченко, М.В. Ковтанець // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: СНУ ім. В. Даля. № 1 (225) Сєверодонецьк. 2016. – С. 44-49.

23. Горбунов М.І. Аналіз методів покращення фрикційних характеристик залізничних гальм / М.І. Горбунов, Ю.Герліці, О.В. Просвірова, К.О. Кравченко // Збірник наукових праць VII-ї міжнародної науково-практичної конференції «ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТРАНСПОРТУ І ЛОГІСТИКИ» 26-28 квітня 2017 р. Одеса. 2017. – С. 72-73.

24. Горбунов М.І. Оцінка методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем / М.І. Горбунов, Ю. Герліці, К.О. Кравченко, О.В. Просвірова // Збірник наукових праць за матеріалами VII-ї Міжнародної науково-практичної конференції, Сєверодонецьк-Одеса, 26-28 квітня 2017р. Сєверодонецьк. 2017. – С. 74-75.

25. Горбунов М.І. Аналіз технічних рішень по підвищенню енергорозсіючої спроможності елементів гальмових систем / М.І. Горбунов,

К.О. Кравченко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: в 2 - х ч. Ч.1.СНУ ім. В. Даля. № 18(207). Луганськ, 2013. – С. 57-61.

26. Nozhenko V.S. Study of resource-saving environmental methods for improving the safety of railway transport operation in tribocontacts of friction pairs / V.S. Nozhenko, M.V. Kovtanets, O.V. Serhiienko, T.M. Kovtanets – Kyiv: EUNU, 2023. – 140 p.

27. Горбунов М.І. Підвищення енергоефективності використання дискових гальм / М.І. Горбунов, М.М. Горбунов, К.О. Кравченко [та ін.] // Матеріали 3-ї міжвузівської науково-технічної конференції викладачів, молодих учених та студентів: «Енерго- і ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування» (29-30 листопада 2011 р.):ДонІЗТ. Донецьк, 2011. – С. 97-98.

28. Томский К.О. Повышение эффективности работы и износостойкости тормозных устройств путем применения биметаллических материалов: автореф. дис. ... к. т. н.: 28.05.13 М.: 2013. – 24 с.

29. Тормозной диск: Патент № 2165040 заявл. 24.01.2000; опубл. 10.04.2001.

30. Вольченко О.І. Новий підхід до теплової динаміки тертя фрикційних вузлів гальмівних пристроїв (частина 5) / О.І. Вольченко, М.В. Кіндрачук, Д.О. Вольченко [та ін.] // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.:НАУ, Вип. 57. Київ. 2012. – С. 34-47.

31. Горбунов М.І. Аналіз багатофункціональних способів керування фрикційною системою «колесо-гальмо-рейка» / М.І. Горбунов, О.В. Просвірова, М.В. Ковтанець, К.О. Кравченко // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Серія: Транспортні системи і технології. Вип. 28. 2016. – С. 35-43.

32. Gerlici J. The innovative design of rolling stock brake elements / J. Gerlici, M. Gorbunov, K. Kravchenko [et alii] // COMMUNICATIONS. VOLUME 19 2A/2017. – P. 23-28.

33. Бар Б. Моделі, алгоритми і програми інженерії знань для прийняття рішень в умовах імовірнісних даних. Автореф. дис... канд. техн.: 01.0.5.04; Національний аерокосмічний університет імені М.Є. Жуковського «ХАІ». Харків. 2000. – 26 с.

34. Топал А.С. Моделі та методи автоматизованої підтримки прийняття рішень щодо технологічної підготовки складального виробництва в літакобудуванні. Автореф. дис... канд. техн.: 05.13.06; Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ». Харків. 2006. – 24 с.

35. Ларичев О.И. Наука и искусство принятия решений. Наука, М. 1979. – 200 с.

36. Батищев Д.И. Методы оптимального проектирования. Радио и связь. М.: 1984. – 248 с.

37. Исследование операций: В 2-х томах. Пер. с англ. / Под редакцией Дж. Моудера, С. Элмаграби. Мир, Т. 1: Математические основы и математические методы. М. 1981. – 712 с.

38. Горбунов М.І. Визначення перспективних методів підвищення ефективності гальмування з використанням експертного оцінювання/ М.І. Горбунов, О.В. Просвірова, М.В. Ковтанець, К.О. Кравченко, // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». Вип. 31. ДУІТ, К. 2017.

39. Комп'ютерна програма «Прийняття рішень у задачах залізничного транспорту з використанням методу експертних оцінок» свідоцтво № 45058 Україна опубл. 06.08.2012.

40. Gorbunov M. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / M. Gorbunov, V. Pistek, M. Kovtanets [et alii] // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. Vol. 13, ISSN 2345-0533. 2017. – P. 159-164.

41. Лисунов В.Н. Коэффициент полезного действия сцепления / В.Н. Лисунов // Межвуз. сб. науч. тр. Омск. 1981. – С. 27-30.

42. Gorbunov M. Supplying system abrasive material with automatic dosing control / M. Gorbunov, V. Píšťek, M. Kovtanets [et alii] // *Vibroengineering PROCEDIA*, Volume 18, 2018. – P. 207-214.

43. Горбунов Н.И. Обеспечение безопасности эксплуатации железнодорожных транспортных средств созданием инновационных решений песочной системы локомотива / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Н.Н. Горбунов [та ін.] // *Наукові вісті Далівського університету. Технічні науки. Електронне наукове фахове видання. №3. 2011.*

44. Gorbunov N. Adhesion control in the system of «wheel-rail» / N. Gorbunov, M. Kovtanets, O. Prosvirova, E. Garkushin // *Silesian University of Technology Faculty of Transport (Poland). Transport Problems*, Volume 7, Issue 3, Poland. 2012. – P. 15-24.

45. Kostukevich A. Friction interaction management in two-point «wheel-rail» tribocontact / A. Kostukevich, N. Gorbunov, V. Nozgenko [et alii] // *Silesian University of Technology Faculty of Transport (Poland). Transport Problems*, Volume 7, Issue 3, Poland. 2012. – P. 53-59.

46. Ковтанец М.В. Улучшение сцепных характеристик локомотива струйно-абразивным воздействием на зону контакта движущего колеса с рельсом: дис. - канд. техн. наук: 05.22.07. ВНУ им. В. Даля. Северодонецк. 2015. – 206 с.

47. Костюкевич А.И. Экспериментальная проверка эффективности струйно-абразивного воздействия на рельсы для улучшения фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» / А.И. Костюкевич, Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец // *Вісник СХУ ім. В. Даля. Ч.1, № 18 (207). Луганськ. 2013. – С. 33-37.*

48. Патент на корисну модель № 153072 В60В 37/00, В61F 13/00 Колісна пара вагонетки / Михайлов Є.В., Семенов С.О., Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Салфетніков А.В., Семенова О.В.; заявник і власник СХУ ім. В.Даля. – u202203957; заявл. 20.10.2022; опубл. 17.05.2023, Бюл.№ 20. – 2 с.

49. Патент на корисну модель № 153366 F16D 55/00, B66D 5/14 Дисково-колодкове гальмо / Бойко Г.О., Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Носко П.Л., Сергієнко О.В., Тисячний А.Ю.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2023 00038; заявл. 04.01.2023; опубл. 21.06.2023, Бюл.№ 25. – 4 с.

50. Патент на корисну модель № 146964 B66D 5/08 (2006.01) Колодкове гальмо / Бойко Г.О., Либа А.О., Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Носко П.Л.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2020 06886; заявл. 27.10.2020; опубл. 01.04.2021, Бюл.№ 13. – 3 с.

51. Патент на корисну модель № 147562 B66C 9/08 (2006.01) Ходове колесо / Бойко Г.О., Ковтанець М.В., Савченко М.О.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2020 08385; заявл. 28.12.2020; опубл. 20.05.2021, Бюл.№ 20. – 3 с.

52. Патент на корисну модель № 148711 B66D 5/08 (2006.01) Спосіб контролю гальмівного моменту колодкового гальма / Бойко Г.О., Бойко Т.В., Ковтанець М.В., Носко П.Л.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2021 01878; заявл. 09.04.2021; опубл. 08.09.2021, Бюл.№ 36. – 4 с.

53. Иноземцев В.Г. Автоматические тормоза: Учебник для вузов ж.-д. транспорта / В.Г. Иноземцев, В.М. Казаринов, В.Ф. Ясенцев. – М.: Транспорт, 1981. – 464 с.

54. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985.

55. Инструкция по эксплуатации тормозов подвижного состава железных дорог. – М.: Транспорт, 2003.

56. Крылов В.И. Автоматические тормоза подвижного состава / В.И. Крылов, В.В. Крылов. – М.: Транспорт, 1983. – 360 с.

57. Правила технической эксплуатации железных дорог. Официальное издание. – М.: Техинфом, 2000.

58. Иноземцев В.Г. Устройство и ремонт тормозного и пневматического оборудования подвижного состава / В.Г. Иноземцев, И.В. Абашкин. – М.: Транспорт, 1977. – 360 с.

59. Гребенюк П.Т. Тяговые расчеты: Справочник / П.Т. Гребенюк, А.Н. Долганов, А.И. Скворцова. – М.: Транспорт, 1987. – 280 с.
60. Крылов В.И. Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава: Справочник / В.И. Крылов, В.В. Крылов, В.Н. Ефремов, П.Т. Демушкин. – М.: Транспорт, 1989. – 487 с.
61. Гребенюк П.Т. Правила тяговых расчетов для поездной работы / П.Т. Гребенюк, А.Н. Долганов, О.А. Некрасов и др. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
62. Крылов В.И. Справочник по тормозам / В.И. Крылов, А.Н. Перов, А.К. Озолин и др. – М.: Транспорт, 1975. – 447 с.
63. Nozhenko V. Control of frictional interaction in a two-point tribocontact «wheel-rail» / V. Nozhenko, M. Kovtanets, O. Serhiienko, V. Mogila, D. Marchenko, M. Vakulik / Proceedings of 26th International Scientific Conference. Transport Means 2022 (Part II), October 05-07, Kaunas, Lithuania. 2022. – P. 735-739.
64. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
65. Астахов П.Н. Справочник по тяговым расчетам / П.Н. Астахов, П.Т. Гребенюк, А.И. Скворцова. – М.: Транспорт, 1973. – 256 с.
66. Кассандрова О.Н. Обработка результатов наблюдений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 104 с.
67. Kovtanets M. Study of the dynamic capabilities of the controlled friction damper / M. Kovtanets, V. Mogila, O. Serhiienko, V. Nozhenko, T. Kovtanets / Proceedings of 27th International Scientific Conference. Transport Means 2023 (Part II), October 04-06, Palanga, Lithuania. 2023. – P. 668-673.
68. Ковтанець М.В. Керований фрикційний гаситель коливань і його динамічні можливості / М.В. Ковтанець, В.И. Могила, О.В. Сергієнко, В.С. Ноженко, Т.М. Ковтанець // Наукові вісті Далівського університету, № 24, 2023. Електронне наукове фахове видання. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2023-24-9>

69. Козюлин Л.В. Уточнение методики определения времени и пути подготовки тормозов / Л.В. Козюлин // Труды ВНИИВагоностроения, вып. 19. - М.: ВНИИВ, 1972. – С. 44-56.

70. Морозов А.М. Об учете особенностей конструкции локомотивных чугунных тормозных колодок и условий их работы при расчете коэффициентов трения / А.М. Морозов, Л.А. Удовиченко // Конструирование и пр-во трансп. машин, вып. 10. – Харьков: Выща школа, 1978. – С. 45-50.

71. Морозов А.М. Определение давления воздуха в элементарных объемах тормозной системы локомотива / А.М. Морозов, П.Ю. Крамаренко, П.И. Рисухин // Конструирование и производство трансп. машин, вып. 17. – Харьков: Выща школа, 1985. – С. 47-51.

72. Мероприятия на подвижном составе по снижению уровня шума. «Железные дороги мира», 2008, № 4. – С. 54-58.

73. Interoperability of the Trans-European high-speed rail system – Directive 96/48/EC – Technical specification for interoperability (TSI) relating to high-speed rolling stock – Commission Decision 2002/735/EC.

74. Снижение уровня шума на железнодорожном транспорте Европы. «Железные дороги мира», 2008, № 3. – С. 62-66.

75. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник, – М.: Логос, 2010. – 424 с.

76. Куклин Д.А. Расчет шумовых характеристик потоков железнодорожного транспорта. Специальном выпуск «ELPIT-2012», 2012, т. 14. – С. 885-888.

77. Иванов Н.И. Проблема шума железнодорожного транспорта и пути ее решения / Н.И. Иванов, Д.А. Куклин. СПб, 2011. – С. 108-123.

78. Шум на транспорте /Под ред. В.Е. Тольского, Г.В. Бутакова, Б.Н. Мельникова, М.: Транспорт, 1995.

79. Снижение шума в кривых. «Железные дороги мира», 2009, № 6. – С. 70-76.

80. Превентивное шлифование рельсов для снижения уровня шума. «Железные дороги мира», 2011, № 12. –С. 63-66.
81. Применение малошумных тормозных накладок из композита и металлокерамики. «Железные дороги мира», 2008, № 9. – С. 67-69.
82. ГОСТ Р 54931-2012. Экраны акустические для железнодорожного транспорта. Технические требования.
83. Звукоизолирующий экран на шейке рельса. «Железные дороги мира», 2011, № 3. – С. 75-77.
84. Куклин Д.А. Исследования акустических экранов для снижения шума поездов / Д.А. Куклин, Н.В. Тюрина // Безопасность жизнедеятельности: научно-практический и учебно-методический журнал – М.: Изд-во «Новые технологии», 2009. №8. – С. 9-12.
85. Шум качения подвижного состава. «Железные дороги мира», 2011, № 10. – С. 47-49.
86. Шум качения и методы борьбы с ним. «Железные дороги мира», 2002, № 10. – С. 450-457.
87. ГОСТ Р 54933-2012. Шум. Методы расчета уровней внешнего шума, излучаемого железнодорожным транспортом.
88. Kovtanets M. Improvement of the first stage of spring suspension for high-speed traffic / M. Kovtanets, O. Sergienko, V. Nozhenko, T. Kovtanets, A. Parukov // Збірник наукових праць за матеріалами II-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції «Транспорт: наука та практика», Київ-Одеса, 25-26 травня 2023 р., Вид-во СНУ ім. В.Даля – Київ, СНУ ім. В.Даля, 2023. – С. 195-197.
89. Nozhenko V. Study of the risks of repeated technical solutions in the transport industry / V. Nozhenko, M. Kovtanets, O. Sergienko, T. Kovtanets, M. Vakulik // Збірник наукових праць за матеріалами II-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції «Транспорт: наука та практика», Київ-Одеса, 25-26 травня 2023 р., Вид-во СНУ ім. В.Даля – Київ, СНУ ім. В.Даля, 2023. – С. 218-220.

90. Щелоков В.С. Теория представления механических систем (R-теория) / В.С. Щелоков, Г.С. Носко. Восточноукр. нац. ун-т. – 2000. – №7 (29). – С. 22.
91. Способы защиты от шума и вибрации железнодорожного подвижного состава. Под ред. Г.В. Бутакова М., «Транспорт», 1978. – 231 с.
92. Писаренко Г.С. Методы определения характеристик демпфирования колебаний упругих систем / Г.С. Писаренко, В.В. Матвеев, А.П. Яковлев. – Киев: Наукова думка, 1976. – 87 с.
93. Мэнли Р. Анализ и обработка записи колебаний. Перев с англ. 2-ое русск. изд-е. – М.: Машиностроение 1972. – 368 с.
94. Проблемы снижения уровня шума в городах.
http://otherreferats.allbest.ru/ecology/00002454_0.html
95. Кошечкина Н.И. О распространении энергии колебаний от поверхности контакта колеса и рельса в смежные структуры / Н.И. Кошечкина // Вісник СНУ ім. В. Даля – № 5 (147) – Частина 1, 2010.
96. Кошечкина Н.И. К вопросу о шуме качения при взаимодействии колеса с рельсом / Н.И. Кошечкина, Г.С. Носко, А.Л. Кашура // Политранспортные системы: Изд-во СГУПС, 2009. – С. 462-465.
97. Скучик Е. Основы акустики / Е. Скучик. – М.: Мир, Т.1, 1976. – 277 с.
98. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
99. ГОСТ 26918-86 ШУМ. Методы измерения железнодорожного шума подвижного состава.
100. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом: – 2-е изд. Доп. И перераб. – Луганск: Из-во ВУГУ, 1999. – 476 с.
101. Скучик Е. Основы акустики: пер. с англ.: [в 2 т.]. Т. 1 / Е. Скучик. – М.: Мир, 1976. – 520 с.
102. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: «Мир», 1989. – 510 с.

103. Польш Р.В. Механика, акустика и учение о теплоте / Пер. с нем. под ред. Н.П. Суворова. – М.: Наука, 1971. – 480 с.

104. Кошечкина Н.И. К вопросу о механизме звукообразования от контактного взаимодействия колеса и рельса / Н.И. Кошечкина, Г.С. Носко // Вісник СНУ ім. В. Даля – Луганськ: Вид-во СНУ В. Даля, 2011.

105. Патент на корисну модель № 153573 В61С 15/00 Пристрій зменшення зносу трибологічного двоточкового контакту колеса з рейкою / Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Сергієнко О.В., Бойко Г.О., Могила В.І., Морнева М.О., Ковтанець Т.М., Вакулік М.М., Салфетніков А.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2023 00443; заявл. 08.02.2023; опубл. 19.07.2023, Бюл.№ 29. – 3 с.

106. Патент на корисну модель № 153843 В61С 15/00 Пристрій безконтактного керування фрикційною взаємодією у трибологічному двоточковому контакті колеса з рейкою / Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Сергієнко О.В., Бойко Г.О., Могила В.І., Морнева М.О., Ковтанець Т.М., Вакулік М.М., Папуков А.М.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2023 00444; заявл. 08.02.2023; опубл. 06.09.2023, Бюл.№ 36. – 3 с.

107. Юдин Е.Я. Борьба с шумом на производстве: справочник / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн и др.: Под общ. ред. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.

108. Кошечкина Н.И. К вопросу о шуме качения при взаимодействии колеса с рельсом / Н.И. Кошечкина, Г.С. Носко, А.Л. Кашура // Политранспортные системы, Ч. 1. Изд-во СГУПС, 2009. – С. 462-465.

109. Nozhenko V. On the dissemination of vibration energy from the wheel and rail contact surface into adjacent structures / V. Nozhenko, M. Kovtanets, M. Morneva, Y. Velychkovska, I. Medvediev, T. Kovtanets / Proceedings of 27th International Scientific Conference. Transport Means 2023 (Part II), October 04-06, Palanga, Lithuania. 2023. – P. 772-774.

110. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев // Отв. ред. Писаренко Г.С. -2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наукова думка, 1988. – 736 с.
111. Жуковский В.С. Основы теории теплопередачи / В.С. Жуковский. «Энергия», Л., 1969. – 224 с.
112. Гольдфарб Э.М. Теплотехника металлургических процессов / Э.М. Гольдфарб. – М: Металлургия, 1967. – 439 с.
113. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении / А.В. Чичинадзе. –М.: Наука, 1967. – 237 с.
114. Чичинадзе А.В. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, А.Г. Гинзбург, З.В. Игнатъев. М.: Наука, 1989. – 267 с.
115. Желев Ж.Д. Влияние изменения осевой нагрузки и геометрии бандажа локомотива на коэффициент сцепления: дис. канд. техн. наук – М., 1977. – 204 с.
116. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом: Монография. – К.: Фирма «ВПОЛ», 1993. – 448 с.
117. Петров С.Ю. Закономерности работы трибосистемы колодка-колесо-рельс и пути повышения её долговечности: дис. доктора техн. наук – М., 2002. – 340 с.
118. Марченко Д.Н. Моделирование тепловых процессов в паре трения гребень колеса-рельс / Д.Н. Марченко, А.Л. Кашура, С.В. Попов // Вісник СНУ ім. В. Даля №18(207), 2013. – С. 6-11.
119. Смазочно-охлаждающие жидкости при резании металлов и техника их применения /Под ред. М.И. Клушина. – М.: Транспорт. 1986. – 559 с.
120. Патент на корисну модель № 153074 В61С 15/04 Спосіб безконтактного керування фрикційною взаємодією у трибологічному двоточковому контакті колеса з рейкою / Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Сергієнко О.В., Бойко Г.О., Морнева М.О., Ковтанець Т.М., Вакулік М.М.,

Колесник О.Ю.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u202203994; заявл. 24.10.2022; опубл. 17.05.2023, Бюл.№ 20. – 2 с.

121. Патент на корисну модель № 153075 В61С 15/00 Спосіб зменшення зносу трибологічного двоточкового контакту колеса з рейкою / Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Сергієнко О.В., Бойко Г.О., Морнева М.О., Ковтанець Т.М., Вакулік М.М., Горжий П.Р.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u202203995; заявл. 24.10.2022; опубл. 17.05.2023, Бюл.№ 20. – 2 с.