

УДК 629.4; 625.032; 621.873; 658.5
№ держреєстрації 0120U102220

Міністерство освіти і науки України
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
(СНУ ім. В. Даля)
просп. Центральний, 59А, м. Северодонецьк, Луганська обл., 93406,
Фактична адреса: вул. Іоанна Павла II, 17, м. Київ, 01042; e-mail:
uni@snu.edu.ua,
код ЄДРПОУ 02070714

ЗАТВЕРДЖУЮ:



Проректор НДР СНУ ім. В. Даля
докт. тех. наук, проф.

Целіщев О.Б.

2022 р.

**ЗВІТ
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ**

**Теорія та практика системного підходу створення новітнього рухомого
складу залізниць мультифункціональним управлінням
термомеханічною навантаженістю «колесо-колодка-рейка»
для підвищення безпеки, енерго- та ресурсозаощадження
(заключний)
ДН-01-20**

Начальник НДЧ
канд. техн. наук, доц.

Бойко Г. О.

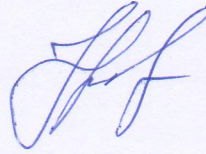
Керівник НДР
канд. техн. наук, доц.

Ковтанець М. В.

2022

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР,
провідний наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент



Ковтанець М. В.
(реферат, вступ, розд. 1, 2,
3, 4, 5, 6, 8, висновки)

Відповідальний виконавець
провідний наук. співробітник
докт. техн. наук, професор

Горбунов М. І.
(вступ, розд. 1, 2, 3)

Провідний наук. співробітник
докт. техн. наук, професор



Фомін О. В.
(розд. 1.1, 4.1, 4.2)

Провідний наук. співробітник
докт. техн. наук, доцент



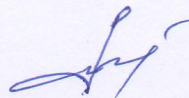
Дьомін Р. Ю.
(розд. 4.1, 6.1, висновки)

Провідний наук. співробітник
докт. техн. наук, професор



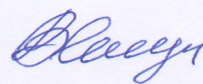
Поркуян О. В.
(розд. 1.1, 1.2)

Провідний наук. співробітник,
канд. техн. наук, доцент



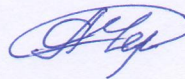
Бойко Г. О.
(розд. 2.1, 7.4, 7.5, 7.6)

Провідний наук. співробітник
канд. техн. наук, професор



Могила В. І.
(розд. 2.1, 2.2, 3.1)

Провідний наук. співробітник,
канд. техн. наук, доцент



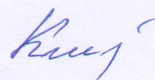
Черняк Г. Ю.
(розд. 6, 7, 9)

Старший наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент



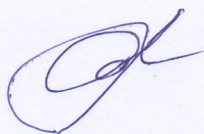
Кравченко К. О.
(розд. 2, 3, 5, 7)

Наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент



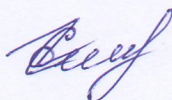
Кічкіна О. І.
(розд. 10.1, 10.2)

Наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент



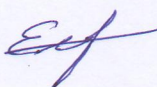
Кузьменко С. В.
(розд. 8.1, 8.3, 10.1)

Наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент



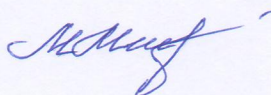
Сергієнко О. В.
(розд. 3, 4.1, 4.2, 8.2)

Наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент



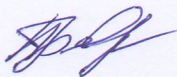
Михайлов Є. В.
(розд. 9.1, 9.2, 9.3)

Наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент



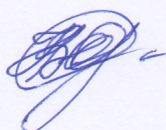
Морнева М. О.
(розд. 1.3, 1.4, 3.2, 3.3)

Наук. співробітник
канд. техн. наук



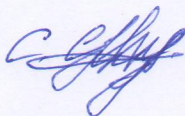
Просвірова О. В.
(розд. 5, 6, 7)

Наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент



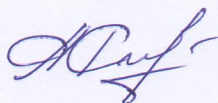
Ноженко В. С.
(розд. 5.1, 6.1, 8.4)

Наук. співробітник
канд. техн. наук, доцент



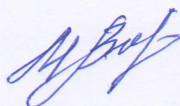
Семенов С. О.
(розд. 9.1, 9.2, 9.3)

Молодший наук. співробітник
канд. техн. наук




Фоміна А. М.
(розд. 6.2, 6.3)

Молодший наук. співробітник
канд. техн. наук



Мірошникова М.В.
(розд. 7.3, 10.2)

Наук. співробітник

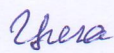
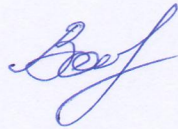


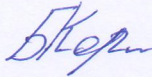
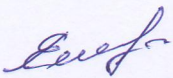

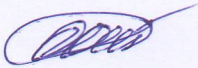
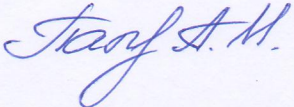
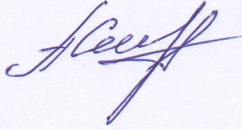



Кічкін О. В.
(розд. 10.1, 10.2)

Молодший наук. співробітник



Ковтанець Т. М.
(розд. 3.1, 3.2, 8.2, 8.4)

Молодший наук. співробітник		Цигановський І. О. (розд. 4.1, 4.2, 5.1)
Молодший наук. співробітник аспірант		Вакулик М. М. (розд. 3.2, 3.3)
Молодший наук. співробітник аспірант		Сова С. С. (розд. 3.4, 3.5)
Студент		Гирман Р. М. (розд. 5.2, 6.1)
Студент		Коротенко Б. М. (розд. 3.1, 8.2)
Студент		Біловол Є. О. (розд. 3.1, 8.2)
Студент		Колесник О. Ю. (розд. 8.3, 9.2)
Студент		Тисячний А. Ю. (розд. 8.3, 9.2)
Студент		Папуков А. М. (розд. 6.2, 6.3)
Студент		Салфетніков А. В. (розд. 6.2, 6.3)
Підписи авторів затверджую, канд. техн. наук, доцент		Ковтанець М. В.

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР містить: с. 347, рис. 136, табл. 21, кількість джерел 273.

Об'єкт дослідження – процеси підвищення безпеки, енерго- та ресурсозаощадження рухомого складу залізниць мультифункціональним управлінням енергією тертя в трибологічних системах.

Предмет науково-технічної роботи – залежності та функції управління тертям, формуванням термо-механічних впливів на фрикційні контакти, для реалізації їх номінальних і уникнення аномальних режимів функціонування.

Мета роботи – підвищення ефективності, безпеки руху та енергоресурсу вузлів тертя залізничного транспорту на основі їх модельних досліджень, динамічного моніторингу та формування керуючих впливів на фрикційний контакт, для збільшення граничних значень тягового та 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:

- багаторівневе математичне моделювання та інтеграцію моделей руху локомотива і вагонів у різних режимах експлуатації, методів та способів стабілізації температури впливу на трибоконтат, у тому числі, з використанням методу дискретних елементів для дослідження фрикційної взаємодії контакту «колесо-колодка-рейка» при врахуванні температури і локального охолодження, що дозволить максимально врахувати процеси, які відбуваються в контактах;

- комплексний аналіз та системний підхід щодо вдосконалення тягових і гальмівних розрахунків за рахунок врахування факторів, що раніше не враховувались;

- поліпшення техніко-економічної ефективності транспортного засобу за рахунок прогнозування експлуатаційних характеристик рухомого складу, що

враховує вплив термодинамічних факторів та градієнтів температур;

- у теоретичній частині проекту буде використане розроблене математичне та імітаційне моделювання, та чисельне інтегрування диференціальних рівнянь руху, методи математичної статистики і теорії вірогідності;

- методи теорії планування експерименту та метод експертного оцінювання;

- методи математичної статистики при систематизації виникнення боксування або юзу;

- методи проектування та досліджень сучасних транспортних засобів;

- методи математичного моделювання щодо визначення надійності та міцності для дослідження напружено-деформованих станів конструктивів.

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, коректністю побудованих моделей, правильним вибором способів і технічних засобів випробувань, вимірювальної апаратури, коректно створеною методикою, програмою проведення та методами збору і обробки результатів експериментів.

Ступінь впровадження. По результатам дослідження опубліковано: 3 монографії, 8 статей в журналах, що індексуються у наукометричній базі Scopus, 8 англійських статей у матеріалах міжнародних конференцій, що індексуються у наукометричній базі Scopus, 12 статей у виданнях, що входять до переліку фахових видань України, 22 охоронних документів на об'єкти права інтелектуальної власності, 20 тез доповідей на наукових конференціях.

За результатами досліджень захищено 2 дисертації кандидата наук та 2

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 вагобудування» 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 ремонтом, створенням, доведенням, а також модернізацією тепловозів, дизель- і електропоїздів, вагонів для забезпечення безпеки та ефективності їх експлуатації.

ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ, ЛОКОМОТИВ, ТЯГОВО-ЗЧІПНІ ЯКОСТІ, ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ, ФРИКЦІЙНА ВЗАЄМОДІЯ, ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛЕСА З РЕЙКОЮ, ТЕПЛОВА ЗАДАЧА ТЕРТЯ, ГАЛЬМУВАННЯ, БЕЗПЕКА РУХУ, ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ, ЕНЕРГЕТИЧНЕ КЕРУВАННЯ, ОПІР РУХУ, РИЗИК АВАРІЙ.

ЗМІСТ

ВСТУП	12
1 ОСНОВНІ АСПЕКТИ СТРАТЕГІЇ РОЗВИТКУ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ УКРАЇНИ	15
1.1 АТ «Українська залізниця» – ключовий стратегічний актив держави	15
1.2 Розвиток швидкісного залізничного транспорту та перспективи його розвитку в Україні	20
1.3 Енерго- та ресурсозбереження на підприємствах залізничного транспорту України	24
1.4 Основні напрямки покращення енерго- та ресурсозбереження на залізничному транспорті	28
Висновки по розділу 1	34
2 РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ТА МЕТОДОЛОГІЇ УПРАВЛІННЯ ТЕРМОМЕХАНІЧНОЮ НАВАНТАЖЕНОСТЮ ЛОКАЛЬНОГО ТРИБОЛОГІЧНОГО КОНТАКТУ	36
2.1 Обґрунтування концепції управління трибологічною системою з тепловідведенням	36
2.2 Визначення та обґрунтування граничних рівнів швидкості ковзання і температури у трибоконткті коліс з рейками	49
Висновки по розділу 2	71
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОГЛЯД МОДЕЛЕЙ ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІС ІЗ РЕЙКАМИ	74
3.1 Огляд теоретичних робіт представлення контакта «колесо- рейка»	77
3.2 Теорії першої групи	78
3.3 Теорії другої групи	99
3.4 Теорії третьої групи	103
3.5 Теорії четвертої групи	112
3.6 Аналіз моделей фрикційної взаємодії колеса з рейкою	113
Висновки по розділу 3	121

4 МУЛЬТИФУНКЦІОНАЛЬНА КОНЦЕПЦІЯ ПРИНЦИПІВ КОМПЛЕКСНОГО УПРАВЛІННЯ ТЕРТЯМ ТРИБОЛОГІЧНИХ КОНТАКТІВ ЯК ФРИКЦІЙНОГО, ТАК І АНТИФРИКЦІЙНОГО	123
4.1 Вибір моделі зчеплення для моделювання динамічної поведінки локомотивів	123
4.2 Модель фрикційного контакту «колесо-рейка»	132
Висновки по розділу 4	140
5 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ ВЗАЄМОДІЮЧИХ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ЛОКОМОТИВА	142
5.1 Використання розробленої програми VDEUNU CONTACT при моделюванні динаміки рейкових екіпажів	142
5.2 Дослідження фрикційного контакту «колесо-рейка» з урахуванням теплофізичних властивостей матеріалів та історії навантаження	149
Висновки по розділу 5	155
6 КОНЦЕПЦІЯ УПРАВЛІННЯ ТРИБОКОНТАКТОМ З УРАХУВАННЯМ КЕРУВАННЯ ФРИКЦІЙНИМИ ПРОЦЕСАМИ	157
6.1 Експериментальне дослідження гранично-максимального коефіцієнта зчеплення	157
6.2 Проведення теоретико-експериментальні дослідження щодо впливу динамічних навантажень на коефіцієнт зчеплення	165
6.3 Дослідження фізичного коефіцієнта зчеплення у фрикційному контакті «колесо-рейка»	177
Висновки по розділу 6	188

7 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦІЙНИХ ПАР ЗАЛІЗНИЧНИХ ГАЛЬМ	190
7.1 Математична модель теплофізичних характеристик дискового гальма з урахуванням адаптивного охолодження. Постановка теплової задачі тертя	190
7.2 Аналітичний розв'язок теплової задачі тертя	193
7.3 Розрахунок температури у фрикційному контакті	210
7.4 Аналіз впливу охолодження фрикційного контакту на теплофізичні характеристики взаємодії фрикційних елементів	215
7.5 Математична модель постачання повітряного середовища у гальмівний фрикційний контакт з урахуванням продуктивності та діаметру отворів в накладках	217
7.6 Технічні рішення щодо удосконалення дискових гальм при експлуатації локомотива на вибігу	227
Висновки по розділу 7	233
8 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РУХОМОГО СКЛАДУ ШЛЯХОМ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ КОНТАКТУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ	235
8.1 Дослідження впливу твердості металу на підвищення ресурсу контактуючих поверхонь	236
8.2 Опис установки дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500	237
8.3 Експериментальні дослідження поверхневого зміцнення зразків металу	242
8.4 Проведення металографічних досліджень мікроструктури металу після зміцнення. Випробування на твердість	250
Висновки по розділу 8	259

9 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКІПАЖНИХ ЧАСТИН РУХОМОГО СКЛАДУ (НА ПРИКЛАДІ ТРАМВАЇВ)	261
9.1 Формулювання актуальності та задач дослідження	261
9.2 Методи дослідження впливу застосування інновацій у ходових частинах трамвайних вагонів	266
9.3 Результати проведених досліджень	274
Висновки по розділу 9	291
10 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ТЯГОЮ ПОЇЗДА НА ДІЛЯНЦІ РУХУ	292
10.1 Загальна формалізація інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху	294
10.2 Створення інформаційної інфраструктури інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху	300
Висновки по розділу 10	309
ВИСНОВКИ	311
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	316

ВСТУП

Залізничний транспорт є одним із основних чинників динамічного розвитку економіки країни. Саме на нього припадає 85% вантажообігу (без урахування трубопровідного транспорту), що становить 300 млн. тонн вантажів та близько 500 млн. пасажирів.

За обсягами вантажних перевезень Україна посідає 4-те місце на Євразійському континенті, поступаючись лише залізничникам Китаю, Росії та Індії.

Зростаюча напруженість роботи залізничного транспорту України потребує гармонійного поєднання технічного розвитку рухомого складу та інфраструктури залізниць з удосконаленням та реорганізацією системи запобігання та ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій на транспорті.

Залізничне сполучення пронизує всі регіони України без виключення. Лише «Укрзалізниця» об'єднує 1684 станції, 126 основних вокзалів, експлуатаційна протяжність головних колій становить 22,3 тис. км, розгорнута протяжність колій – 30,3 тис. км, інвентарний парк вантажних вагонів – 174939 од., інвентарний парк пасажирських вагонів – 8429 од., інвентарний парк тепловозів – 2718 од., інвентарний парк електропоїздів – 1443 од. тощо. Залізничні перевезення, на відміну від інших видів, здійснюються регулярно в будь-який час року та доби й практично не залежать від стану погодних, кліматичних умов [1].

Основними причинами аварій і катастроф на залізничному транспорті є [2]:

- несправність колій рухомого складу;
- несправність засобів сигналізації, централізації та блокування;
- помилки диспетчерів;
- неуважність і халатність машиністів.

Із перерахованих причин перша є найбільш масовою, так як за останні роки оновлення основного фонду залізничного транспорту не відбувалося,

крім 10 потягів виробництва Hyundai Rotem, які були закуплені Україною до проведення в країні чемпіонату «Євро-2012».

Стан рухомого складу на сьогоднішній день не забезпечує повною мірою безпечну експлуатацію залізничного транспорту адже приблизно 80 % усього рухомого складу, що залучений до процесу перевезень, є морально застарілим і зношеним та потребує оновлення і модернізації основних вузлів.

На залізничному транспорті аварії трапляються не так часто ніж на автомобільному, але навіть такі випадки спричиняють значних втрат людських життів, матеріальних збитків, погіршення екологічного становища.

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 та підвищення безпеки руху і зниження аварійності на залізничних шляхах 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.

Основна частка витрат енергоресурсів на залізничному транспорті (до 75% електроенергії та палива, що споживаються) припадає на тягу поїздів.

Зниження кількості використовуваного палива й електроенергії на залізничному транспорті є найважливішим завданням для підвищення його конкурентоспроможності та подальшого розвитку. Витрати енергоресурсів на тягу поїзду безпосередньо пов'язані з рівнем опору руху локомотивів та вагонів. Дослідження впливу особливостей конструкцій ходових частин рейкових екіпажів на опір руху майже не проводилося, хоча ця проблема є дуже важливою з точки зору зниження експлуатаційних витрат. Саме ці особливості визначають рівень кінематичного опору руху, який, згідно з результатами відомих досліджень, складає до 50 % від повного опору руху екіпажу в магістральних кривих, а для міського рейкового транспорту в кривих радіусом 20-60 м – до 80 %.

Дослідження питань зниження опору руху рейкових екіпажів за рахунок удосконалення їх ходової частини, а саме зміни конструктивної схеми колеса для забезпечення можливості незалежного обертання опорної поверхні колеса та його направляючої поверхні (гребеня) навколо їх спільної осі (далі – колесо перспективної конструктивної схеми), має за мету підвищення енергоефективності використання рейкового рухомого складу.

Це зумовило вибір перспективного напрямку дослідження – зниження опору руху рейкових екіпажів за рахунок удосконалення конструкції ходової частини, а саме зміни конструктивної схеми колеса шляхом забезпечення можливості незалежного обертання направляючої поверхні (гребеня) відносно опорної поверхні кочення колеса навколо їх спільної осі.

Все це свідчить про необхідність та актуальність комплексного наукового підходу у вирішенні зазначеної проблеми: визначення факторів, що можуть спричинити аварійність і на підставі їхнього аналізу створити багатофункціональні наукоємні методи і інструменти комплексного керування системою «колесо-гальмо-рейка» для запобігання аварійним ситуаціям та усунення ризику виникнення екологічних катастроф на залізничному транспорті для забезпечення еколого-ефективної передачі потужності.

1 ОСНОВНІ АСПЕКТИ СТРАТЕГІЇ РОЗВИТКУ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ УКРАЇНИ

1.1 АТ «Українська залізниця» – ключовий стратегічний актив держави

Акціонерне товариство «Українська залізниця» – національний перевізник вантажів та пасажирів. Метою діяльності товариства є задоволення потреб у безпечних та якісних залізничних перевезеннях, забезпечення ефективного функціонування та розвитку залізничного транспорту, створення умов для підвищення конкурентоспроможності галузі тощо. Наразі компанія забезпечує 58 % вантажних і майже 43 % пасажирських перевезень, які здійснюються усіма видами транспорту. За обсягами вантажних перевезень українська залізниця займає четверте місце на Євразійському континенті, поступаючись, зокрема, залізницям Китаю та Індії.

На даний час АТ «Українська залізниця» є двигуном економічного розвитку України та має велику значимість для суспільної стабільності, так як [3]:

- стабільно забезпечує 58% вантажообігу в державі залізничним транспортом;
- має ключове значення для підтримки експортного потенціалу держави;
- має стратегічне значення для розвитку транзитного потенціалу держави
- 4 з 10 Міжнародних транспортних коридорів проходять через Україну;
- забезпечує ключовий актив для забезпечення мобільності населення і єдності держави – 43% пасажирообігу, в тому числі пільгових категорій громадян;
- є найбільшим працедавцем в Україні – 272 тис. робітників (і понад 400 тис. членів їх сімей), або 1,5% від усіх зайнятих;
- забезпечує 3% ВВП економіки України;
- є містоутворюючим підприємством в багатьох регіонах.

У воєнний час мета Укрзалізниці полягає у забезпеченні стійкого розвитку України за рахунок надання якісних і доступних транспортних та логістичних послуг на основі принципів соціальної та екологічної відповідальності, а також ефективної моделі управління компанією, яка відповідатиме викликам сьогодення з урахуванням майбутніх потреб економіки та населення.

Реалізація поставленої мети ґрунтується на досягненні стратегічних цілей, представлених на рисунку 1.1.



Рисунок 1.1 – Стратегічні цілі Укрзалізниці

При цьому цільова бізнес модель УЗ будується на 5 бізнес-вертикалях (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Цільова бізнес модель Укрзалізниці

Але за останні роки скорочувався фактичний рівень капітальних вкладень, що стало причиною критичного зносу основних фондів:

- магістральні колії з простроченим капітальним ремонтом (з урахуванням реконструкцію) складає 27% від загальної протяжності;
- колійна техніка з понад нормативним терміном служби складає 78% від загальної кількості;
- електропостачання – знос тягових підстанцій складає 67%, а контактної мережі – 55%;
- магістральні електровози – робочий парк складає 66% від інвентарного, зношеність парку – 84%;
- магістральні тепловози – робочий парк складає 42% від інвентарного, зношеність парку – 99%;
- маневрові тепловози – робочий парк складає 62% від інвентарного, зношеність парку – понад 80%;
- вантажні вагони – робочий парк складає 64% від інвентарного, зношеність парку – понад 90%;
- пасажирські вагони – експлуатаційний парк складає 66% від інвентарного, зношеність парку – 87%;
- електро і дизель-поїзди – експлуатаційний парк складає 79% від робочого, зношеність парку – близько 90%.

До складу Укрзалізниці входять низка підприємств і підрозділів, які забезпечують потреби у відновленні основних засобів виробництва, створення та введення в експлуатацію нового рухомого складу для підвищення продуктивності праці й безпеки залізничного руху, поліпшення якості послуг і зниження витрат на перевезення. Це дає можливість у організації ремонтів рухомого складу за технічним станом та перехід на технологію обслуговування по подовжених гарантійних плечах руху, оптимізації системи ремонту рухомого складу з впровадженням сервісного обслуговування рухомого складу протягом життєвого циклу (рисунок 1.3). Але при цьому залишається необхідністю залучення світових лідерів до виробництва

рухомого складу для формування стратегічних партнерств з модернізації і в перспективі організації виробництва тягового рухомого складу на території України.

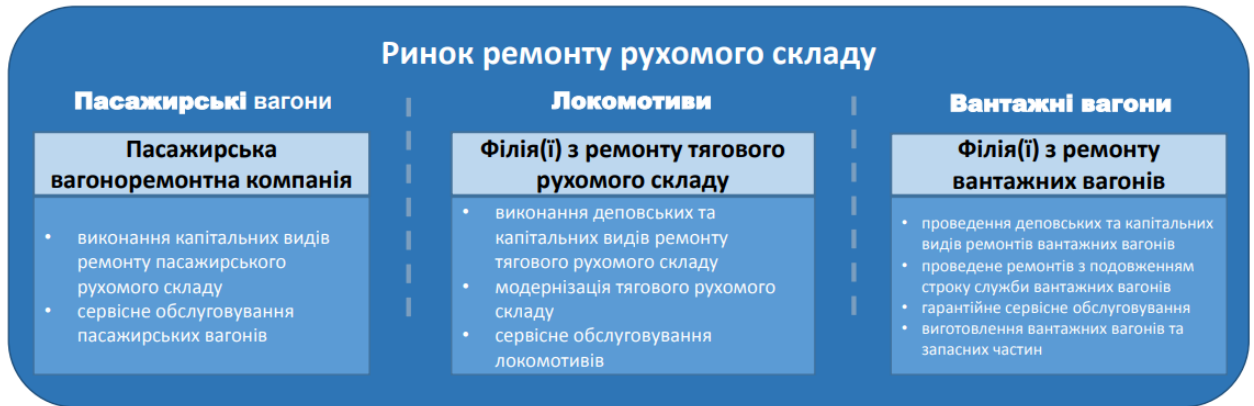


Рисунок 1.3 – Ринок ремонту рухомого складу

Таким чином, можна зробити висновок, що пріоритетними та стратегічними цілями та ініціативами вертикалі послуги тяги Укрзалізниці є:

– оптимізація якості парку рухомого складу (локомотивів) для забезпечення прогнозованих обсягів перевезень – придбання нового тягового рухомого складу та модернізація біля 30% магістральних локомотивів, оновлення понад 30% вагонів;

– швидкість перевезення та виконання термінів доставки – покращення на 15% швидкості доставки вантажів;

– швидкість перевезення – збільшення кількості швидкісних поїздів та швидкості руху в цілому;

– комфортність рухомого складу – оновлення понад 45% пасажирських вагонів;

– вихід на ринок перевізників ЄС та збільшення попиту на міжнародні пасажирські перевезення в напрямку ЄС;

– оптимізація системи ремонту та екіпірування рухомого складу (економія 5-20% по різних статтях витрат);

– зацікавленість провідних іноземних виробників рухомого складу у виході на ринок України.

За останні п'ять років спостерігається значне збільшення продуктивності локомотивів (рисунок 1.4), тому ключовою ціллю залишається оновлення та оптимізація наявного парку локомотивів, а саме виведення зношених надлишкових електровозів (598 од.) та тепловозів магістральних і маневрових (575 од.); оновлення парку локомотивів за рахунок використання нових перспективних систем та вузлів розроблених з урахуванням економіко- та ресурсозбереження; ремоторизація сучасним тяговим та гальмівним обладнання з метою підвищення швидкостей руху та безпеки пасажирів.



Рисунок 1.4 – Збільшення продуктивності локомотивів

Розвиток залізниці потребує сучасних та інноваційних рішень. Придбання сучасного рухомого складу, збільшення якості та продуктивності наявного тягового рухомого складу модернізація систем сигналізації та зв'язку, безпеки, запровадження сучасних ІТ систем та інші інновації відкриють можливості для збільшення ефективності.

1.2 Розвиток швидкісного залізничного транспорту та перспективи його розвитку в Україні

Інтеграція України до Європейського Союзу передбачає необхідність уніфікації залізничного транспорту України до європейських стандартів та організація швидкісного руху. Реформування залізничної транспортної галузі України можливе шляхом реалізації великомасштабних інноваційних проектів з метою організації швидкісного пасажирського руху, яке залежить від подальшого розвитку і вдосконалення швидкісних магістралей та створення високошвидкісних локомотивів. У комплексі це допоможе підвищити конкурентоспроможність залізничного транспорту [4].

Україна має високорозвинену мережу залізниць – при загальній експлуатаційній протяжності (22,05 тис. кілометрів) 67,5% становлять одноколіїні ділянки; 32,5% – двоколіїні і триколіїні. Значно підвищити конкурентоспроможність залізничного транспорту можна, впроваджуючи та розвиваючи так званий прискорений рух (до 160 км/год) на основі наявних шляхів вдосконалення інфраструктури та тягового рухомого складу. Це дасть можливість галузі залізничного транспорту зберегти й найефективніше використовувати існуючий науково-технічний потенціал для структурних та технологічних змін, збереження конкурентних переваг перед іншими видами транспорту.

Підвищення швидкостей руху поїздів – одне з найважливіших завдань удосконалення експлуатаційної роботи та розвитку залізничного транспорту в усіх індустріальних країнах світу і в Україні зокрема. Швидкісний рух пасажирських та вантажних поїздів дає змогу скоротити витрати часу пасажирів на поїздку, швидко доставляти необхідні вантажі і тим самим підвищити якість транспортних послуг. Завдяки цим та іншим перевагам порівняно з іншими видами транспорту швидкісне сполучення стає економічною та екологічно чистою складовою частиною світової транспортної системи, буде спрямоване на забезпечення зростаючих потреб у перевезеннях

вантажів та пасажирів в умовах зростаючої економіки України за дотримання високих стандартів якості в обслуговуванні споживачів. Це можливо на основі ефективного функціонування й модернізації залізничного транспорту, постійного оновлення техніки та основних вузлів і систем, впровадження сучасних технологій обслуговування і ремонту, вдосконалення процесів організації праці й управління на залізничному транспорті та ін.

Зробивши аналіз розподілу перевезень по швидкісних залізничних лініях у різних країнах, можна дійти висновку, що до трійки лідерів високошвидкісного руху входять Японія (39,2%), Китай (25%) та Франція (15,2%) (рисунок 1.5) [5].

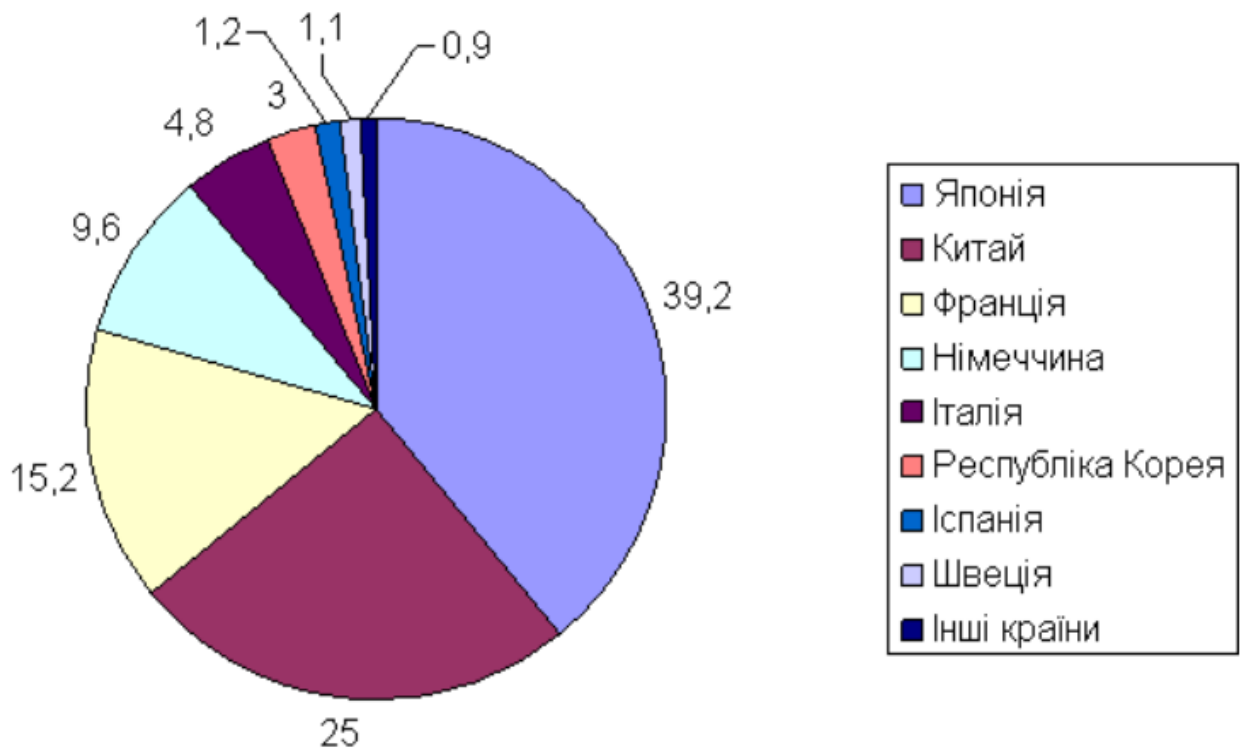


Рисунок 1.5 – Розподіл перевезень по швидкісних залізничних лініях різних країн світу

Володіючи значними перевагами порівняно з іншими видами транспорту (економічність, екологічна чистота, високий рівень безпеки та комфорту), швидкісні залізниці отримують все більше поширення. Загальна протяжність високошвидкісних магістралей (ВСМ) у світі зараз становить близько 7000 км,

у тому числі 3750 км у Європі, причому високошвидкісні поїзди обслуговують також полігон протяжністю близько 20 000 км звичайних залізничних ліній, реконструйованих під швидкісний рух. У процесі проектування і будівництва знаходяться ще 10 000 км швидкісних доріг (таблиця 1.1).

Дослідження показали, що реконструкція наявних залізничних ліній із змішаним рухом вантажних і пасажирських поїздів дає змогу підняти швидкості до 200 км/год. Для досягнення більш високих швидкостей доцільним є спорудження спеціалізованих високошвидкісних магістралей. За прогнозами, швидкісний рух у найближчому майбутньому охопить значно більший сектор пасажирських перевезень, ніж високошвидкісний, оскільки його організація не пов'язана з будівництвом нових ліній, хоча і потребує істотних витрат на реконструкцію наявних залізниць.

Таблиця 1.1 – Високошвидкісні залізниці світу

Країна	В експлуатації (км)	На стадії будівництва (км)	Загальна протяжність (км)
Австрія	352	208	560
Бельгія	326	-	326
Великобританія	113	230	343
Німеччина	3038	330	3368
Данія	5	60	65
Іспанія	3100	1800	4900
Італія	999	116	1115
Китай	25000	16155	41155
Тайвань	345	-	345
Нідерланди	175	-	175
Норвегія	64	54	118
Польща	0	322	322
Південна Корея	1105	376	1481
Саудівська Аравія Аравія	0	453	453
США	55	160	215
Турція	802	1208	2010
Франція	2647	670	3317
Швейцарія	92	23	115
Японія	2765	681	3446

Проаналізувавши досвід країн Західної Європи та Японії можна сказати, що найбільшій швидкості руху – 200-350 км/год можна досягти, виконуючи високошвидкісний рух поїздів на окремих спеціалізованих високошвидкісних магістралях, але їх будівництво і виробництво спеціалізованого рухомого складу вимагає великих капіталовкладень. Застосовують класифікацію швидкісних залізниць для перевезення пасажирів за трьома категоріями

максимальної швидкості руху потягів: I – 200-250 км/год; II – 250-350 км/год; III – понад 350 км/год [6].

Високошвидкісні залізниці Великобританії, Франції, Німеччини, Бельгії, Голландії, Іспанії та Італії, прокладені протягом останніх 30 років, мають проектну швидкість лінії 300 км/год або більше. Французька національна залізниця є світовим рекордсменом зі швидкості із зареєстрованою швидкістю 575 км/год на показовому пробігу по лінії LGV Est у 2007 році між Парижем та Страсбургом. Перше місце в рейтингу високошвидкісних магістралей займає Китай, де швидкість руху перевищує 350 км/год. Але такі магістралі використовуються лише для денних перевезень швидкісними пасажирськими поїздами з відносно низьким навантаженням на вісь, а рух поїздів вночі відсутній. На високошвидкісних лініях зазвичай немає вантажних перевезень, але є випадки легких вантажних перевезень, які створюють навантаження на вісь майже однакове з пасажирськими потягами, і дозволяється на цих лініях.

Світовий досвід свідчить, що підвищення швидкості руху поїздів реалізується поетапно [7]:

- під швидкісний рух реконструюються існуючі залізничні магістралі, при цьому максимальна швидкість руху пасажирських поїздів не перевищує 160-200 км/год;

- створюються високошвидкісні спеціалізовані залізничні магістралі, які передбачають можливість руху пасажирських поїздів зі швидкістю 200-350 км/год.

В Україні високошвидкісний рух (до 300 км/год) навряд чи буде можливий у близькому майбутньому, так як для таких швидкостей потрібна окрема лінія, де руху поїздів не заважатимуть ні перетини з іншими магістралями, ні велика кількість поворотів малого радіуса. Таке будівництво, враховуючи міжнародний досвід, коштуватиме кілька сотень мільярдів доларів.

Міністерством інфраструктури України було розроблено законопроект «Національна стратегія – 2030 Drive Ukraine», який було внесено до

парламенту. Стратегічна мета цього законопроекту – інтеграція України в світову економіку та технологічний стрибок у сфері інфраструктури [8]. Так, у межах цієї стратегії у галузі залізничного транспорту передбачено:

- впровадження вільної конкуренції на залізниці;
- інфраструктура і залізничне полотно повинно належати державі, а рухомий склад, локомотиви повинні бути як у державній, так і в приватній власності.

Також передбачено спільне виробництво рухомого складу на основі співпраці «Укрзалізниці» із Крюківським вагонобудівним заводом та світовими компаніями: General Electric, Bombardier, Greenbrier і зростання середньої швидкості до 160 км/год.

Тому найперспективніше для залізничного транспорту України розвивати так званий прискорений рух (до 160 км/год) на основі наявних шляхів – про поступове впровадження швидкісного руху з адаптацією до нових вимог нинішньої інфраструктури та модернізації тягового рухомого складу.

1.3 Енерго- та ресурсозбереження на підприємствах залізничного транспорту України

З метою забезпечення сталого розвитку та підвищення ефективності функціонування підприємств залізничного транспорту є зниження рівня їх енерго- та ресурсоспоживання в процесі надання послуг з перевезень.

Високий рівень енерго- та ресурсоемності залізничної галузі, значний вплив результатів її функціонування на довкілля зумовлюють необхідність нових підходів та якісної зміни принципів використання ресурсів на підприємствах залізничного транспорту і переорієнтації їх діяльності на ресурсозберігаючий режим.

Для залізничного транспорту процеси енерго- та ресурсозбереження, підвищенні ресурсоефективності і екологічної відповідальності мають стратегічне значення, що і було визначено у Стратегії розвитку АТ

«Укрзалізниця» до 2021 року. Викликано це тим, що високий рівень зношеності основних фондів, який наразі характерний для підприємств галузі, негативно впливає на рівень експлуатаційних витрат та екологічні показники її діяльності, а тому і знижує рівень конкурентоспроможності залізничного транспорту на ринку перевезень [9].

Наявність різних проектів, спрямованих на зниження рівня використання ресурсів на залізничному транспорті – найважливіше завдання галузі, яке полягає в оптимізації рівня експлуатаційних витрат при виготовленні, ремонті та експлуатації тягового рухомого складу з метою забезпечення максимально повного і своєчасного задоволення попиту на послуги з перевезення пасажирів та вантажів. Перспективність управління енерго- та ресурсозбереженням на залізничному транспорті актуалізується в умовах впровадження в Україні швидкісного руху поїздів та інтеграції АТ «Укрзалізниця» в європейський транспортний простір. Але особливістю українського залізничного транспорту, яка стримує можливість розвитку швидкісного руху, є те, що майже вся інфраструктура та рухомий склад фізично та морально застаріли, а тому і якість транспортних послуг, і більшість показників експлуатаційної роботи галузі не відповідають європейських стандартам і нормам. Таким чином, варто зазначити, що реалізація політики ресурсозбереження в умовах інтеграції в європейський транспортний простір має відбуватися на різних рівнях управління галуззю і стосуватися впровадження заходів організаційно-управлінського, техніко-технологічного та інформаційного характеру. Заходи техніко-технологічного характеру мають бути спрямовані на покращення техніко-технологічного стану тягового рухомого складу та інших об'єктів інфраструктури за рахунок їх оновлення і модернізації.

Велике значення для зниження рівня використання ресурсів має впровадження різного роду інформаційних інтелектуальних систем, що дозволяють контролювати за рівнем споживання електроенергії чи палива, а також отримувати інформацію щодо бажаних параметрів рухомого складу у процесі експлуатації. При цьому для залізничного транспорту перспективним

напрямок досліджень залишаються розробки систем рекуперації енергії шляхом безперебійної роботи схем рекуперативного гальмування, з метою забезпечення використання повернутої в контактну мережу електроенергії іншими локомотивами, та розвиток альтернативних джерел енергії. Ремонтне господарство залізничного транспорту має величезний потенціал для реалізації стратегії ресурсозбереження так, як охоплює напрямки: оновлення використання нових технологій при ремонті локомотивів та вагонів, покращення ремонтної бази підприємств, підвищення енергетичної ефективності технологічних процесів за рахунок їх комп'ютеризації – впровадження сучасних систем діагностики, моніторингу, випробувань, тощо [10].

Часто ресурсозбереження пов'язують з комплексом заходів техніко-технологічного характеру та визначають дану економічну категорію з точки зору впровадження у виробничий процес найсучасніших ресурсозберігаючих технологій з метою зниження його матеріало- та енергоємності і в цілому скорочення виробничих і експлуатаційних витрат та підвищення результативності виробництва [11]. У роботі [12] визначено, що ключовими концепціями ресурсозбереження є концепція сталого розвитку, концепція ресурсозаміщення, повне використання сировинних ресурсів, мінімізація відходів, ефективне використання устаткування та його модернізація, вартісно-орієнтований підхід до управління ресурсозбереженням, людський розвиток та концепція ресурсної безпеки.

Таким чином, ресурсозбереження на підприємствах залізничного транспорту це комплекс заходів організаційно-управлінського, техніко-технологічного та економіко-екологічного характеру, що ґрунтуються на впровадженні передових ресурсозберігаючих технологій та реалізації прогресивних інструментів управління з метою забезпечення оптимального рівня використання і ефективного відтворення їх природно-ресурсного потенціалу [13].

Найзначнішою причиною збільшення техногенного навантаження підприємств залізничного транспорту на навколишнє середовище є експлуатація застарілих основних фондів (локомотивів та вагонів), рівень зносу яких сягає 70-80%. В першу чергу, значно проблемою є експлуатація застарілого тягового та моторвагонного рухомого складу, що призводить до зростання обсягів споживання підприємства галузі палива та електроенергії і здійснює значно більші обсяги викиду шкідливих речовин у атмосферне повітря. Попри реалізацію ряду заходів в рамках Програми енерго- і ресурсозбереження на залізничному транспорті за період 2014-2018 роки на підприємствах залізничного транспорту спостерігається зростання рівня споживання паливно-енергетичних ресурсів. Так, лише обсяги споживання палива для тяги поїздів підприємствами галузі протягом 2014-2018 років збільшилися на 14,6 тис. тонн/рік, що обумовило зростання рівня енергоємності робіт залізничного транспорту на 0,12 [14].

Незважаючи на сьогоденну активну позицію керівництва залізничного транспорту рівень ресурсозбереження та екологічного навантаження галузі є досить значним і не відповідає засадам сталого розвитку. Курс АТ «Укрзалізниця» на перетворення в компанію європейського рівня вимагає від підприємств залізничного транспорту реалізації ефективних заходів з ресурсозбереження, орієнтованих на підвищення економічної ефективності діяльності та зростання рівня екологічної відповідальності. Відповідно цього стратегія ресурсозбереження на підприємства залізничного транспорту має враховувати ключові передумови впровадження передової ресурсозберігаючої діяльності на підприємствах галузі.

Зважаючи на світові тенденції впровадження патенточистих та екологічно безпечних методів вдосконалення об'єктів галузі (локомотивів та вагонів) та стратегічну значущість ресурсозбереження для забезпечення сталого розвитку залізничного транспорту виникає необхідність пошуку ефективного інструментарію впровадження перспективних методів та

пристроїв енерго- та ресурсозбереження на підприємствах залізнично галузі України та самих об'єктах – локомотивах та вагонах.

1.4 Основні напрямки покращення енерго- та ресурсозбереження на залізничному транспорті

При споживанні та економії паливно-енергетичних ресурсів, що використовуються залізничним транспортом, необхідно виділяти два напрямки, кожен з яких має свої технологічні та організаційні особливості.

1) *тягова енергетика*, що включає парк рухомого складу з великою кількістю різноманітних за типом і потужністю локомотивів та інших мобільних транспортних установок;

2) *нетягова (стаціонарна) енергетика*, яка виконує роботи із забезпечення надійного функціонування залізниць як галузі. Це:

– енергетика ремонтних заводів і будівельних підприємств;

– енергетичне господарство залізничних станцій та вузлів, екіпірувальних пристроїв, систем навантаження та вивантаження, включаючи очищення та підготовку рухомого складу до подальшої роботи;

– шляхова енергетика;

– енергетика комунально-побутового обслуговування залізничних підприємств та прилеглому району.

Основними напрямками економії енергії у *тяговій енергетиці* є:

1) вибір найбільш економічного, за інших рівних умов, виду тяги;

2) удосконалення конструкції локомотивів, вагонів та інших технічних засобів транспорту;

3) поліпшення організації та управління процесами перевезень, підвищення рівня експлуатації рухомого складу;

4) планування, нормування та контроль за витратою енергоресурсів.

Досвід останніх років експлуатації і ремонту залізничних транспортних засобів показав, що енергетична політика залізниць має бути орієнтована на

проведення заходів, що стримують темпи зростання та подальше зниження непродуктивних витрат енергоресурсів шляхом впровадження технічних рішень, що безпосередньо визначають рівень питомої їх витрати.

Завдання енергозбереження на залізничному транспорті можна сформулювати наступним чином: впровадження на всіх рівнях управління системного підходу до проблеми, що передбачає як стимулювання оптимізації енергоспоживання, а також розробку та реалізацію технічних і організаційних заходів, що стабілізують рівень енерговитрат та знижують непродуктивні витрати, за рахунок рішень, які безпосередньо впливають величину питомих витрат.

У сфері енергозбереження потягів загальні енергетичні витрати можна представити у вигляді наступної суми складових енергії:

- механічної роботи, що витрачається на виконання з подолання сил тертя в контакті рейок і коліс локомотивів та вагонів при взаємодії рухомих пар тертя рухомого складу і шляху;
- витрачається на подолання підйомів на ділянках прямування поїздів;
- необхідної для реалізації зусиль у тяговому приводі;
- що йде на опалення та освітлення поїздів;
- визначається втратами у системі електропостачання (при електричній тязі).

Ці складові дозволяють оцінити питомі витрати енергії на механічну роботу з переміщення вантажів та пасажирів залізницями. При цьому найважливішу роль відіграє оптимізація співвідношення між необхідним обсягом залізничних перевезень та їх організаційним та технічним забезпеченням.

Витрата енергії у комплексі визначається всією системою експлуатації залізниць. Служби руху значною мірою впливають на загальну витрату енергоресурсів на тягу, забезпечуючи певний рівень експлуатаційних показників, пов'язаних із витратами енергії.

До цих показників відносяться технічна та дільнична швидкості руху поїздів, середня маса поїзда, середньодобовий пробіг локомотивів, оборот вагонів, кількість зупинок поїздів не за графіком та низка інших. Технічні служби – локомотивного господарства, електрифікації, вагонного господарства, шляху, забезпечуючи необхідний технічний стан рухомого складу та станційних пристроїв, також суттєво впливають на співвідношення загальної та корисно витраченої енергії.

В області організації руху поїздопотоків суттєві можливості пов'язані насамперед із зменшенням кількості зупинок поїздів не за графіком та попереджень про обмеження швидкості руху за станом колії. При троганні поїзда критичної маси на 10%-му підйомі енерговитрати склали 1% від загальних витрат енергії на тягу такого поїзда на відстані 250 км. Серед інших заходів у цій галузі:

- використання локомотивів із кращими енергетичними показниками;
- реалізація комплексу організаційно-технічних рішень, спрямованих на збільшення добового пробігу локомотивів і вагонів;
- забезпечення оптимальних технічної та дільничної швидкостей руху;
- введення в обіг поїздів підвищеної маси та довжини, у тому числі порожняків;
- реалізація оптимального тягового забезпечення поїздів за рахунок секціонування електропоїздів та локомотивів.

Зменшення втрат на тертя в контактні колісних пар рухомого складу та рейок значною мірою визначається широким використанням змащування рейок та лубрикації колісних пар локомотивів. Дослідження ефективності змащування рейок на рівнинних прямих ділянках шляху показали, що опір руху зменшується на 8-10% і відповідно витрата енергії на тягу. На ділянках зі складним планом шляху при змащуванні рейок економія енергії зростає. Істотний ефект може дати раціональний вибір критичної норми маси вантажних поїздів, спрямований на скорочення кількості піску, що подається до зони контакту колеса з рейками для підвищення та стабілізації зчеплення.

Багато залежить і від хорошого технічного стану навантажених пар тертя деталей рухомого складу, а також від забезпечення розрахункового співвідношення між піднесенням зовнішніх рейок у кривих ділянках колії та швидкістю руху поїздів на цих ділянках.

Значну економію енергоресурсів при тязі поїздів можна отримати за рахунок вмілого використання їхньої кінетичної енергії. Доведено можливість розрахунку траєкторії руху поїзда ділянкою із заданими часом ходу, обмеженнями швидкості, масою та довжиною складу, при якій забезпечується мінімальна кількість розгонів та гальмування поїзда та досягається максимальний час його руху за інерцією на вибігу. В даний час ці результати доведені до стадії практичного використання в депо при розробці енергооптимальних режимних карток руху поїздів та в системах автоматичного керування локомотивами.

На електрифікованих лініях кінетична енергія поїзда може бути рекуперована та повернена до системи електропостачання. Найбільш повна реалізація цих можливостей залежить від організації використання наявних систем рекуперації, вдосконалення та забезпечення надійного прийому енергії, що рекуперується.

Зменшення втрат енергії у тяговому приводі значною мірою пов'язане з розробкою та реалізацією раціональних режимів руху поїздів, за яких обладнання локомотива працює з максимальним коефіцієнтом корисної дії. Великим резервом скорочення споживаних енергоресурсів є зменшення енергетичних витрат контактуючих трибологічних поверхонь (колеса, рейки, гальмівної колодки або диска і накладки) за рахунок контролю їх поверхневої температури та охолодження.

Реалізація цих заходів може дати економію енергоресурсів на залізничному транспорті понад 3 млн. т. у. п. Розміри економії енергії на залізничному транспорті значною мірою залежать від технічного стану рухомого складу та засобів забезпечення та організації руху. Вимушене зниження швидкості, а тим більше зупинки в дорозі супроводжуються

перевитратою енергії, при цьому одна зупинка поїзда супроводжується втратою енергії на гальмування та подальший розгін та викликає додаткову витрату до 150 кВт-год енергії або 50 кг дизельного палива. Тільки через непередбачені зупинки поїзда біля заборонних сигналів на мережі доріг щорічно втрачалось понад 300 млн. кВт-год енергії та до 33 тис. т дизельного палива. Хороший рівень утримання шляху, якісний ремонт локомотивів і вагонів, чітка робота пристроїв сигналізації та зв'язку та ін. знижують ймовірність вимушених зупинок, і, отже, є додатковим резервом економії порівняно з попереднім рівнем. Непряма додаткова економія паливно-енергетичних ресурсів полягає у зниженні питомих вагових характеристик обладнання шляхом застосування прогресивних проектно-конструкторських рішень та впровадження матеріалів-замінників. Тільки заміна чавунних гальмівних колодок іншим зносостійким матеріалом дозволить скоротити втрати чавуну на 300-350 тис. т щорічно та покращити ефективність гальмування.

Таким чином, процес ресурсозбереження здійснюється шляхом реалізації організаційних, правових, технічних, технологічних, економічних та інших заходів, спрямованих на зменшення обсягу споживаних ресурсів при збереженні корисного ефекту їх використання. У теорії та практиці управління виділяють наступну класифікацію методів управління, яка може бути також застосовна до управління ресурсами для залізничної галузі (рисунок 1.6) [15].

В залежності від поставленої мети підприємство самостійно вибирає будь-який з методів управління процесом ресурсозбереження, крім того, найбільшого ефекту можна досягти одночасно використовуючи кілька методів, але одним з ключових вважаються інженерно-технологічні.

Інженерно-технологічні – методи, які безпосередньо впливають на керований об'єкт – використання науково-технічного прогресу з метою ресурсозбереження (застосування прогресивних технологій та матеріалів, методів наукової організації праці, механізація та автоматизація виробництва та інше). Можливість використання цих методів залежить від технічного

оснащення підприємства, можливостей техніки та технології, кваліфікації персоналу, а також відповідності вимогам екології та безпеки. Тому саме інженерно-технологічні методи з управління та оптимізації витрат носять системний характер, спираючись на провідні наукові розробки у сфері техніки та технологій.



Рисунок 1.6 – Методи управління процесом ресурсозбереження

Одним із найбільш значущих та ефективних напрямів оптимізації витрат є впровадження ресурсозберігаючих технологій, що супроводжується економією паливно-енергетичних ресурсів, зниженням матеріаломісткості, впровадженням світлодіодної техніки та ін.

Таким чином, можна зробити висновок, що для покращення енерго- та ресурсозбереження залізничного транспорту України необхідне впровадження на мережі залізниць наукомістких, перспективних енерго- та ресурсозберігаючих технічних засобів, технологій і матеріалів, спрямованих на підвищення технічного рівня підприємств залізничного транспорту, зниження експлуатаційних витрат АТ «Укрзалізниця» [16]. Це включатиме: технічні засоби і технології, націлені на вирішення завдань в області зниження

питомих витрат паливно-енергетичних ресурсів на тягу поїздів, зниження витрат на матеріально-енергетичні ресурси при розробці, експлуатації та ремонті рухомого складу, скорочення експлуатаційних витрат за рахунок раціонального використання матеріальних ресурсів (паливо, пісок, стисне повітря, тощо), більш ефективного використання сучасних нових систем (протибоксування, гальмування, охолодження та інших), а також сучасних систем діагностики.

Висновки по розділу 1

Проаналізовано загальні відомості про АТ «Українська залізниця», яка є двигуном економічного розвитку України та має велику значимість для суспільної стабільності. Досліджено основні фонди української залізниці та визначені причини їх критичного зносу.

Встановлено, що пріоритетними і стратегічними цілями та ініціативами вертикалі послуги тяги Укрзалізниці є оптимізація якості парку рухомого складу (локомотивів) для забезпечення прогнозованих обсягів перевезень – придбання нового тягового рухомого складу та модернізація біля 30% магістральних локомотивів, оновлення понад 30% вагонів.

Для підтвердження вибору актуального напрямку досліджень було проаналізовано питання інтеграції України до Європейського Союзу, яка передбачає необхідність уніфікації залізничного транспорту України до європейських стандартів та організація швидкісного руху. Підвищення швидкостей руху поїздів – одне з найважливіших завдань удосконалення експлуатаційної роботи та розвитку залізничного транспорту в усіх індустріальних країнах світу і в Україні.

Проаналізувавши світовий досвід швидкісного руху встановлено, що підвищення швидкості руху поїздів реалізується поетапно і найперспективніше для залізничного транспорту України розвивати так званий прискорений рух (до 160 км/год) на основі наявних шляхів – про

поступове впровадження швидкісного руху з адаптацією до нових вимог нинішньої інфраструктури та модернізації тягового рухомого складу.

Дослідження досвіду та шляхів покращення енерго- та ресурсозбереження залізничного транспорту України дозволили дійти висновку, що світові тенденції впровадження патенточистих та екологічно безпечних методів вдосконалення об'єктів галузі (локомотивів та вагонів) та стратегічна значущість ресурсозбереження для забезпечення сталого розвитку залізничного транспорту викликає необхідність пошуку ефективного інструментарію впровадження перспективних методів та пристроїв енерго- та ресурсозбереження на підприємствах залізнично галузі України та самих об'єктах – локомотивах та вагонах.

Таким чином, підтверджено актуальність вибраної теми досліджень, а саме визначення факторів аварійності, енерго- та ресурсозбереження, і на підставі їхнього аналізу за допомогою системного підходу розробити сукупність новітніх методів, підходів, засобів та енергоефективних і екологічних технічних рішень системи управлінням термомеханічною навантаженністю «колесо-колодка-рейка» для підвищення безпеки, енерго- та ресурсозаощадження. Адже стан рухомого складу на сьогоднішній день не забезпечує повною мірою безпечну експлуатацію залізничного транспорту та приблизно 80 % усього рухомого складу, що залучений до процесу перевезень, є морально застарілим і зношеним та потребує оновлення і модернізації основних вузлів.

Таким чином, залізничний транспорт, будучи сполучною ланкою єдиної економічної системи країни, забезпечує стабільну діяльність промислових підприємств, своєчасне підвезення життєво важливих вантажів у різні куточки країни, а також є найдоступнішим видом транспорту для мільйонів громадян. Саме тому енерго- та ресурсозбереження на залізничному транспорті – найважливіший фактор підвищення конкурентоспроможності українських залізниць на внутрішньому та міжнародному ринку транспортних послуг.

2 РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ТА МЕТОДОЛОГІЇ УПРАВЛІННЯ ТЕРМОМЕХАНІЧНОЮ НАВАНТАЖЕНІСТЮ ЛОКАЛЬНОГО ТРИБОЛОГІЧНОГО КОНТАКТУ

2.1 Обґрунтування концепції управління трибологічною системою з тепловідведенням

Практика експлуатації рухомого складу залізничного транспорту показала, що для поліпшення тягово-економічних характеристик локомотивів важливе значення має наукове узагальнення і розробка практичних рекомендацій щодо припустимих рівнів швидкості ковзання і температури у трибоконткті «колесо-рейкою», які можна вважати граничними при конструюванні та експлуатації протибоксувальних і протиюзних систем, а також більш точного розуміння їхнього впливу на зношення коліс та рейок.

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

Специфіка взаємодії коліс із 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 зношування коліс, рейок, гальмівних колодок та накладок;
- вантажі, що перевозяться (нафта, вугілля, крупи і т.д.).

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

- спірання та напрям рухомого складу при русі рейковим шляхом;

- передачу тягового (гальмівного) зусилля;
- пропускання тягових струмів у 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» є поєднанням двох пар тертя «фрикційної» і «антифрикційної» [17, 18].

Як відомо, реалізація сили тяги (гальмування) супроводжується ковзанням коліс щодо рейок. Це призводить до того, що частина потужності локомотива витрачається не на тягу, а на розігрів та руйнування (знос) поверхонь у зоні контакту. Тому коректнішим є використання, крім рівня зчеплення, ще й поняття ККД передачі, вперше сформульоване у роботі [19]. У ній запропоновано такий вираз визначення ККД:

$$\eta = \frac{W_k}{W_z} = \frac{F_{зч} \cdot V_l}{(F_{зч} \cdot V_l + F_{зч} \cdot V_k)} = \frac{1}{1 + \frac{V_k}{V_l}}, \quad (2.1)$$

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

Одним із фундаментальних понять, що використовуються для опису процесу зчеплення коліс із рейками, є поняття «характеристика зчеплення» – залежність коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання $\psi = f(|\varepsilon|)$. Враховуючи, що $\varepsilon = V_k/V_l$ є доцільним провести перетворення формули (2.1) до наступного виду:

$$\eta = \frac{1}{1 + \varepsilon}. \quad (2.2)$$

З рисунку 2.1 можна зробити висновок, що у всіх випадках використання піску збільшує коефіцієнт зчеплення та зменшує ковзання, що призводить до зростання ККД. Але при цьому є «побічний ефект» – збільшення опору руху (до 12% [20, 21, 22]). Втім, при гальмуванні цей ефект можна вважати позитивним [23, 24].

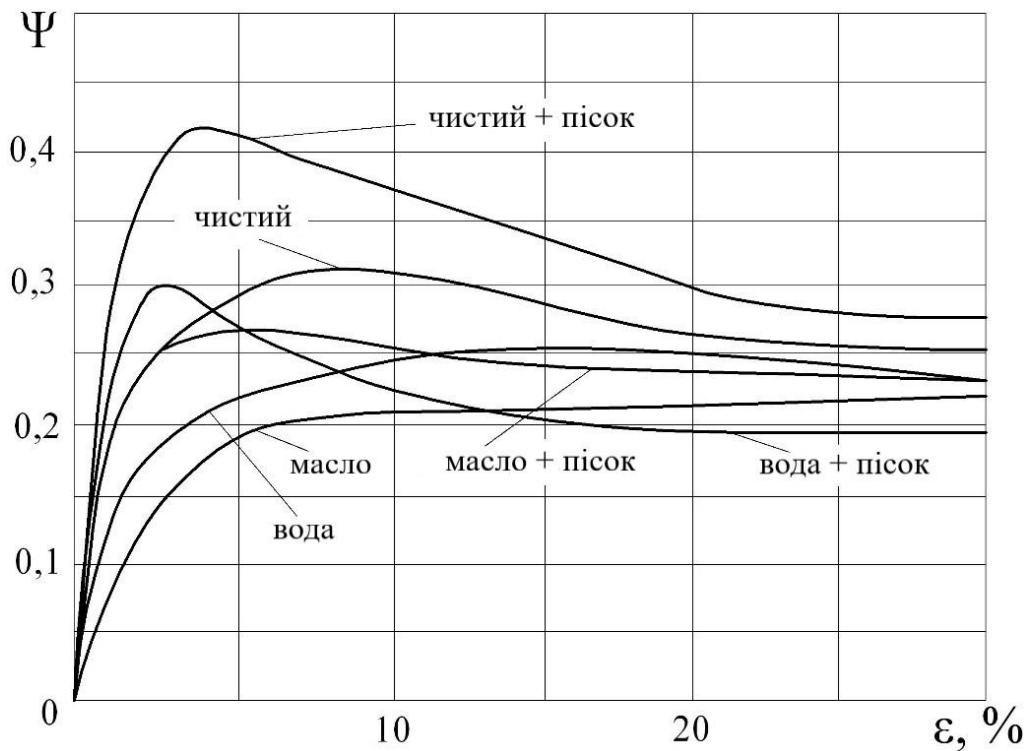


Рисунок 2.1 – Характеристики зчеплення за різних умов контактування колеса з рейкою

Використовуючи формулу (2.2) та залежності, представлені на рисунку 2.1 визначимо ККД передачі при різних фрикційних станах. Розглянемо реалізацію локомотивом сили тяги, що відповідає двом рівням коефіцієнта зчеплення 0,2 і 0,25. Результати розрахунків зведено до таблиці 2.1 [25].

Таблиця 2.1 – ККД передачі «колесо-рейка» за різних фрикційних умов контактування

Фрикційні умови контактування	Ковзання, %		ККД, %	
	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
Масло	6,5	-	0,939	-
Вода + пісок	0,7	1,5	0,993	0,985

На підставі отриманих результатів можна сформулювати вимоги до фрикційної взаємодії в системі «колесо-рейка»: забезпечення стабільно високого коефіцієнта зчеплення при одночасному забезпеченні максимально можливого ККД та мінімізації величини опору руху з урахуванням режимів та параметрів руху (тяга, гальмування, вибіг, швидкість руху і т.п.). Враховуючи сказане, необхідно провести аналіз методів активного впливу на фрикційні властивості трибосистеми «колесо-рейка» [26]. Поліпшення умов взаємодії системи «колесо-рейка» досягається шляхом удосконалення конструкції локомотивів, профілактичними заходами та безпосереднім впливом на фрикційні властивості поверхонь коліс та рейок при їх експлуатації [27, 28].

У проекті створена математична модель трибологічного контакту з інтенсивним тепловиділенням у системі «колесо-рейка-гальмівні елементи», що дозволяє визначати локальну поверхневу температуру взаємодіючих елементів залежно від різних факторів. Вона передбачає використання експериментально отриманих залежностей коефіцієнта тертя під час кочення з ковзанням (далі коефіцієнт тертя) від температури у зоні контакту $f(\theta)$. Під температурою в контакті слід розуміти отримане за рахунок відносного тертя ролика про рейці перевищення температури в контакті над температурою навколишнього середовища.

Для вирішення цього завдання і встановлення залежності $f(\theta)$ використовувався оригінальний автоматизований вимірювально-обчислювальний комплекс «Машина тертя» [27, 28, 29], призначений для

дослідження фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка» при коченні з ковзанням, як у лабораторних, так і в польових умовах.

При дослідженні кочення з ковзанням коефіцієнт тертя може розглядатися як функція таких параметрів: абсолютна швидкість ковзання; відносне ковзання; температура у зоні контакту.

Особливий інтерес становить температура у зоні контакту. З метою перевірки впливу даного фактора на коефіцієнт тертя було проведено дві серії експериментів з різними значеннями лінійної швидкості руху «Машина тертя» ($V = 0,09$ м/с та $V = 0,18$ м/с). Експерименти проводилися на сухій чистій рейці.

Після відповідної обробки за одними і тими ж експериментальними даними побудовані залежності коефіцієнта тертя від температури в зоні контакту (рисунок 2.2), абсолютної швидкості ковзання (рисунок 2.3) та відносного ковзання (рисунок 2.4). Останні дві величини визначаються за формулами:

$$\mathcal{G} = \omega \cdot R - V ; \quad (2.3)$$

$$\varepsilon = \frac{\mathcal{G}}{V} \cdot 100, \quad (2.4)$$

де \mathcal{G} – абсолютна швидкість ковзання; ε , ω , R – відносне ковзання, кутова швидкість і радіус робочого ролика; V – лінійна швидкість «Мащини тертя».

На всіх рисунках колами позначені експериментальні точки, отримані при швидкості руху машини тертя 0,09 м/с, а кругами – 0,18 м/с.

Як очевидно з рисунку 2.2, експериментальні дані, побудовані в координатних осях «температура – коефіцієнт тертя», для зазначених швидкостей руху практично збігаються. А ось дані в координатних осях «абсолютна швидкість ковзання – коефіцієнт тертя» (рисунок 2.3) та «відносне ковзання – коефіцієнт тертя» (рисунок 2.4) значно відрізняються.

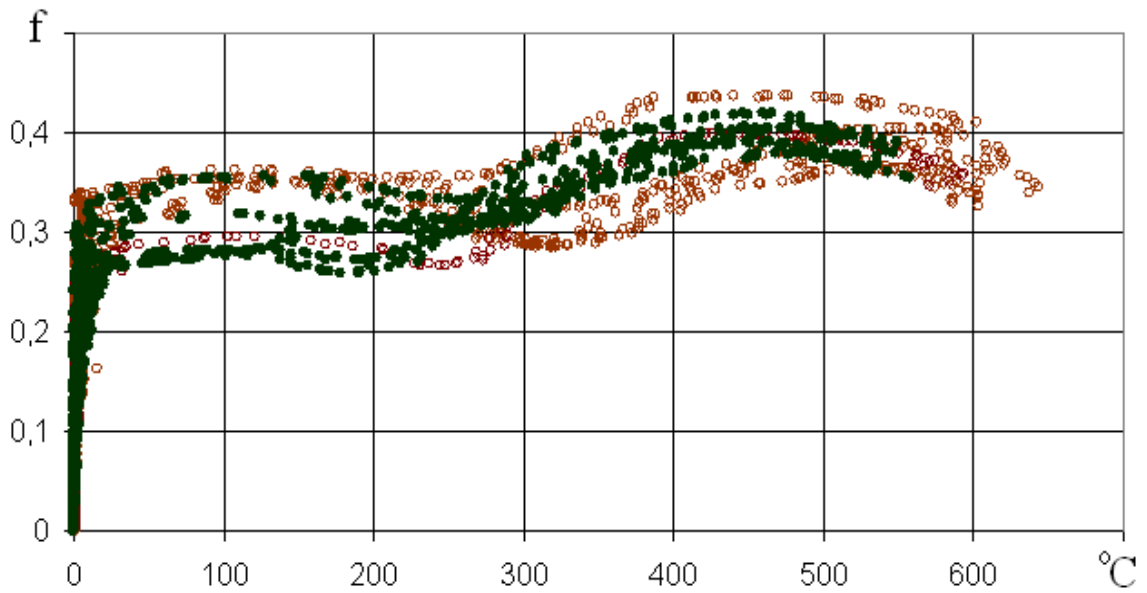


Рисунок 2.2 – Залежність коефіцієнта тертя від температури в контакті

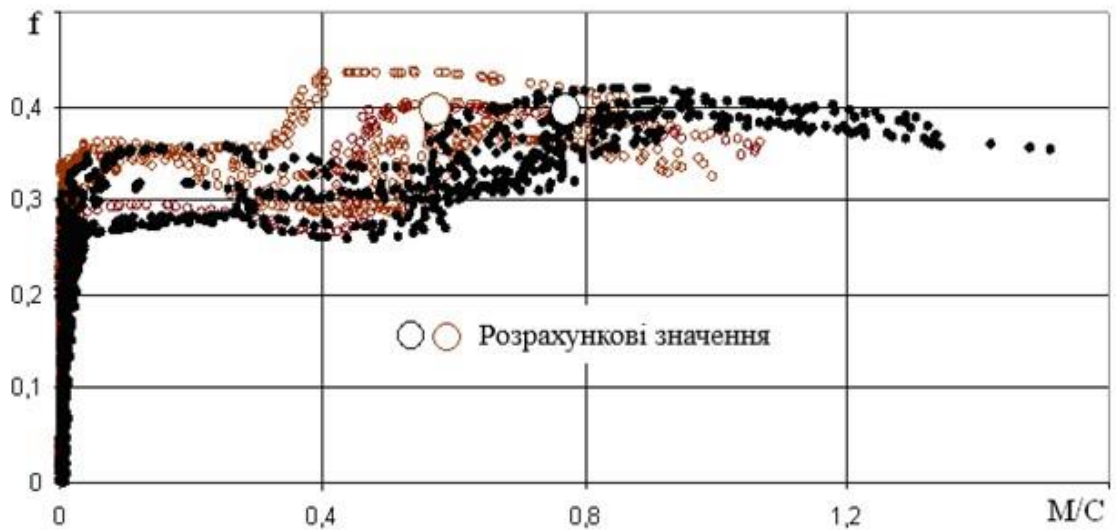


Рисунок 2.3 – Залежність коефіцієнта тертя від швидкості ковзання

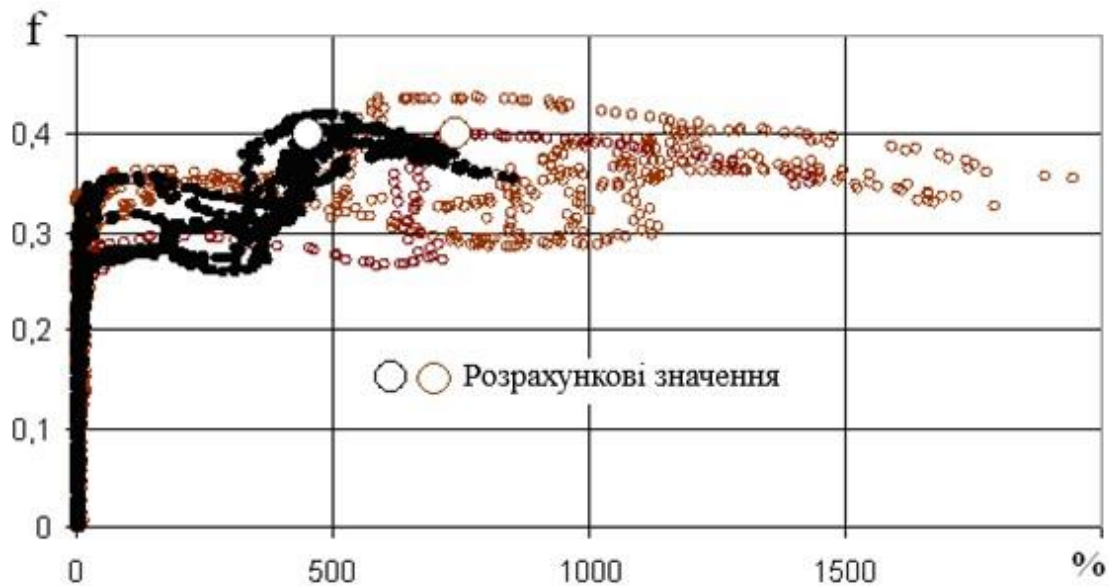


Рисунок 2.4 – Залежність коефіцієнта тертя від відносного ковзання

Даний результат дозволяє висунути припущення, що залежність коефіцієнта тертя від температури має універсальний характер (для конкретних фрикційних умов) і не залежить від параметрів руху. З метою перевірки даного припущення за заданою температурою та коефіцієнтом тертя визначимо абсолютну швидкість ковзання та відносне ковзання.

Скористаємося отриманими у роботі [30] формулами визначення середньоінтегральної температури на поверхні рейки і коефіцієнта розподілу теплових потоків між роликом і рейкою.

$$\theta_{1ci}^* = \frac{4 \cdot a_1 \cdot q}{3 \cdot \lambda_1} \cdot \sqrt{\frac{L_1 \cdot a_1}{\pi \cdot V}}, \quad (2.5)$$

$$a_1 = \frac{1}{1 + \sqrt{\omega \cdot R/V}}, \quad (2.6)$$

де θ_{1ci}^* – середньоінтегральна температура на поверхні рейки; a_1 – коефіцієнт розподілу теплових потоків між роликом і рейкою; q – потужність

джерела тепла; ω , R , V – мають той самий сенс, що й (3); λ_1 – коефіцієнт теплопровідності матеріалу рейки; L_1 – довжина контакту ролика з рейкою.

Підставивши (2.6) в (2.5), отримаємо рівняння, яке пов'язує середньоінтегральну температуру з кутовою швидкістю ω :

$$\theta_{1ci}^* = \frac{4 \cdot P \cdot f(\omega \cdot R - V)}{3 \cdot \lambda_1 \cdot F} \cdot \sqrt{\frac{L_1 \cdot a_1}{\pi \cdot V}} \cdot \frac{1}{1 + \sqrt{\omega \cdot R / V}} \quad (2.7)$$

де P – вертикальне навантаження від ролика на рейку; F – площа контакту ролика з колією.

З рисунку 2.2 випливає, що максимуму коефіцієнта f , рівного 0,4, відповідає температура $\theta_{1ci}^* = 450^\circ\text{C}$. Саме ці значення використовуватимемо у розрахунках. Значення решти величин взято з умови проведення експерименту та зведено в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахункові величини

№	Позначення	Величина
1	R , м	0,02
2	V , м/с	0,09; 0,18
3	λ_1 , Дж/кг $^\circ\text{C}$	460
2	F , м 2	0,0001230
5	L_1 , м	0,0062583
6	a_1 , Вт/м $\cdot^\circ\text{C}$	74,4
7	P , Н	240

У даному випадку в рівнянні (2.7) невідомою величиною є кутова швидкість ролика ω . Підставивши значення величин із таблиці 2.2 у рівняння (2.7), вирішимо його для двох значень лінійної швидкості (0,09 і 0,18 м/с) щодо ω . Зробити це можна одним із чисельних методів, наприклад, методом половинного поділу. Після знаходження ω величини ϑ і ε визначаються за рівняннями (2.3, 2.4). Результати розрахунків показано на рисунку 2.3 та 2.4 великими колами.

Як очевидно з рисунків, похибка визначення розрахункової абсолютної швидкості ковзання не перевищує 6 %, а відносного ковзання – 11 %.

Особливість проведених експериментів полягала в тому, що оператор «Машини тертя» робив збільшення напруги живлення двигуна робочого ролика установки до початку виникнення боксування, але через побоювання пошкодження «Машини тертя» час боксування обмежувався до 3-6 сек [27]. Після зриву робочого ролика «Машини тертя» в боксування сила тертя може зростати, падати або залишатися без зміни, але завдання цього дослідження не входило вивчення розвитку та припинення боксування.

Отриманий результат свідчить про те, що згідно з наявною залежністю коефіцієнта тертя від температури інші параметри руху можуть бути визначені з достатньою для практичних цілей точністю.

Згідно з даними [31] контактна напруга на доріжці кочення колеса по рейці може досягати до 600 МПа і вище. При цьому температура спалаху взаємодії виступів шорсткості поверхонь колеса і рейки може досягати значень, порівнянних з температурою плавлення матеріалу контактуючих тіл.

При підвищенні температури сталей колеса та рейки модуль пружності та межа міцності їх знижуються (рисунок 2.5), отже, створюються сприятливі умови для пластичної деформації та здійснення процесу схоплювання виступів шорсткості контактуючих поверхонь [32, 33]. Процес передачі крутного моменту від колеса до рейки супроводжується прослизанням, внаслідок чого в зоні контакту виникають значні температурні градієнти, що сприяють появі сприятливих умов схоплювання поверхонь. Зайве тепловиділення призводить до зниження міцності поверхневих шарів, деструкції сполучного в композиційних матеріалах гальмівних колодок локомотивів, термічних напруг, дисоціації адсорбованих плівок на металі [34].

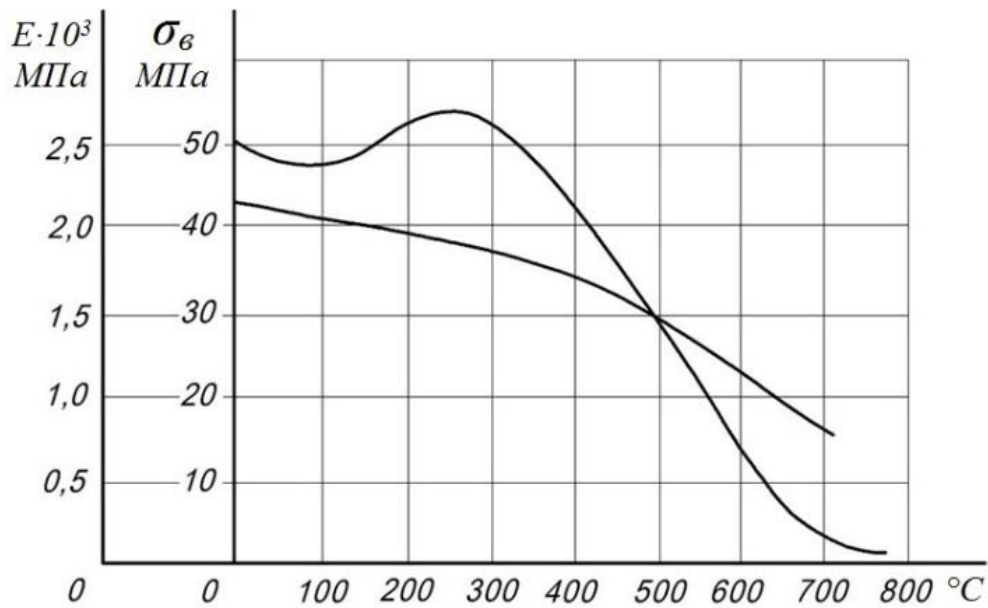


Рисунок 2.5 – Вплив температури на величину межі міцності та модуль пружності сталі

У роботі [35] проведено стендові випробування та виконано аналіз коефіцієнта тертя та трибоспектральних характеристик за відсутності та наявності в зоні фрикційної взаємодії модельної підсистеми «колесо-рейка» модифікаторів тертя (рисунок 2.6).

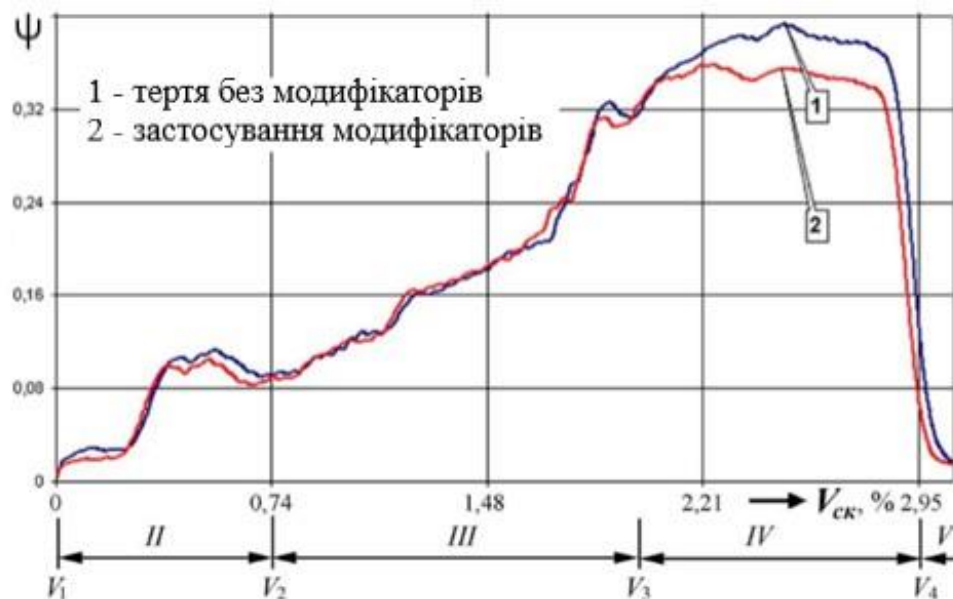


Рисунок 2.6 – Криві зміни коефіцієнта зчеплення у часі як функції швидкості відносного ковзання

Як видно з рисунку 2.6 зона II є «трогання» рухомого складу, яка супроводжується періодичним утворенням локальних ділянок фрикційного контакту з позитивним і негативним градієнтом механічних властивостей. Зона III – реалізація тягового зусилля локомотива, в якій поверхні тертя розігріваються до сприятливої температури, утворюючи містки схоплювання, розрив яких призводить до миттєвого зростання тягового зусилля. Зона IV – ефективна робота та стійкість реалізації тягового зусилля. Зона V – в результаті пластичних деформацій контактуючих поверхонь та їх критичного термічного нагріву спостерігається падіння стійкості тягового зусилля, зниження коефіцієнта зчеплення та настання боксування.

Експериментальні дослідження, проведені в роботі [36], свідчать, що за своїм характером залежності $f_n = f(\theta)$ (рисунок 2.7) можуть бути поділені на три самостійні зони, у межах яких спостерігається різний темп зміни молекулярної складової коефіцієнта тертя f_n . При зміні температури θ від 20°C до 200°C (перша зона) спостерігається сталість f_n , що говорить про слабкий вплив температури на контактний шар.

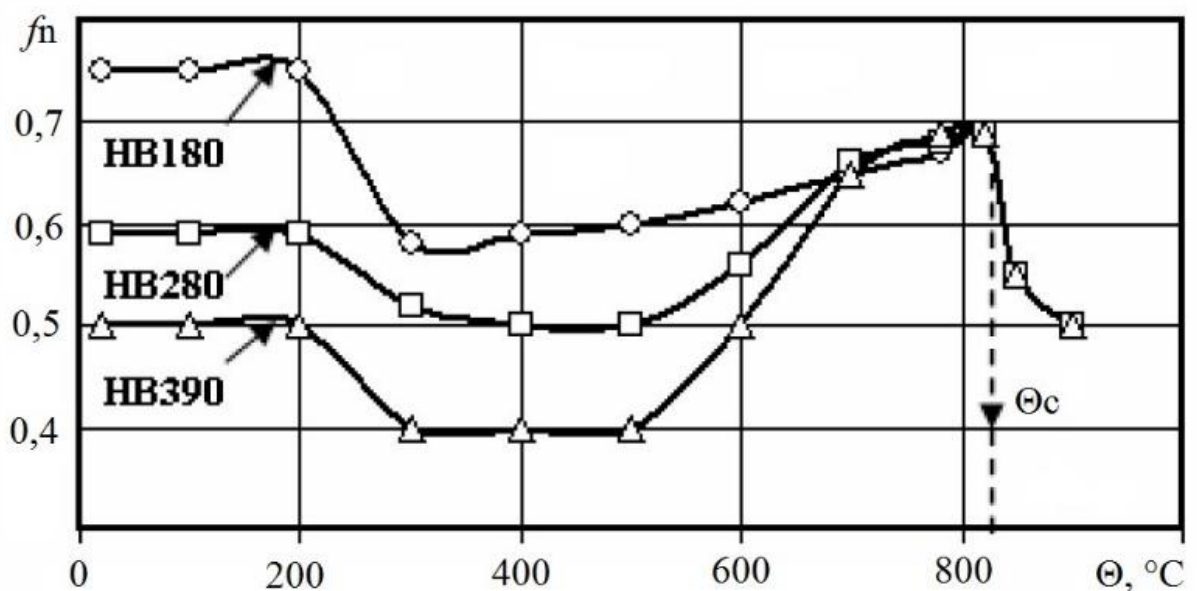


Рисунок 2.7 – Вплив температури підігріву на характер зміни коефіцієнта тертя

У другій зоні (від 200°C до 400°C) відбувається різке зниження f_n і дуже нестабільна зона схоплювання. Основним захистом від схоплювання є окисні та інші неметалеві плівки на поверхні тертя матеріалів. При статичному окисленні поріг реакції заліза дорівнює 350°C, де під поняттям «порога реакції» розуміється температура, при якій спостерігається значна швидкість утворення термодинамічно стійких окисних сполук, але в процесі тертя, коли відбувається окислення активованого металу, поріг реакції може бути і нижче.

При подальшому підвищенні температури до 800°C (третя зона) спостерігається значне збільшення f_n до температури θ_c структурно-фазового перетворення, що вказує на якісні зміни, які відбуваються в зоні контакту досліджуваних поверхонь. Для цієї зони характерним є контактне схоплювання з невеликими пластичними деформаціями.

Подальше підвищення температури вище θ_c значно знижує межу текучості і різко підвищує пластичність контактуючих поверхонь, що призводить до руйнування місткових вузлів спайки між виступами шорстких поверхонь, внаслідок чого при русі локомотива відбувається виривання частинок металу з поверхні колеса або рейки і здійснюється перенесення частинок металу з однієї поверхні на іншу.

Аналіз отриманих температурних кривих характеристик тертя та фізико-механічних властивостей сталей показує, що при температурі 350°C спостерігається падіння значень дотичних напруг та коефіцієнта тертя, але з підвищенням цієї температури збільшується дифузійна рухливість атомів та схильність сталей до схоплювання.

За результатами досліджень на «Машині тертя» в діапазоні швидкостей 0,1-0,9 м/с за схемою «вал – частковий підшипник» встановлено, що вплив швидкості ковзання на коефіцієнт тертя і зношування дуже незначний доти, доки не відбудеться істотної зміни температури у зоні тертя на ковзаючих контактах [37].

У разі збільшення швидкості ковзання більше 1 м/с спостерігається збільшення коефіцієнта тертя. У разі підтримки штучним шляхом незмінної

температури на ковзаючому контакті спостерігається збільшення коефіцієнта тертя, а потім і його стабілізація. Якщо ж підтримувати температуру на поверхні та в об'ємі постійними, то при підвищенні швидкості максимум коефіцієнта тертя практично не змінюється при постійному навантаженні, а інтенсивність зношування залишиться незмінною.

Відповідно до досліджень Лужнова Ю.М. при досягненні поверхневої температури в локальному контакті понад 450°C відбувається значне погіршення механічних властивостей взаємодіючих поверхонь, що веде до зниження сили тертя та їхнього інтенсивного зношування [38].

Таким чином, проведені теоретико-експериментальні дослідження підтвердили той факт, що саме температура в контакті є найважливішим фактором, який впливає на весь комплекс службових властивостей контактуючих матеріалів.

Авторами проекту пропонується управління процесом фрикційної взаємодії трибологічного контакту за рахунок регулювання температури примусовим охолодженням, що дозволить стабілізувати коефіцієнт зчеплення. З чисельних експериментів і стендових випробувань встановлено, що керуючи температурою у зоні трибологічного контакту, створюються умови управління процесом зчеплення колеса з рейкою, а примусове забезпечення сталості температури у контакті призводить до стабілізації коефіцієнта зчеплення на максимальному рівні [39, 40, 41, 42].

На підставі проведеного аналізу теоретичних та експериментальних досліджень фрикційного контакту можна стверджувати, що управління механічною складовою недостатньо для досягнення стабільно високих тягових якостей рухомого складу. Тому пропонується управління зчепленням трибологічної системи «колесо-рейка» за рахунок управління та контролю локально-механічної температурної складової в діапазоні від 250°C до 450°C залежно від фрикційних умов контакту.

На підставі отриманих результатів створений алгоритм управління термомеханічною навантаженістю локального трибологічного контакту, що

полягає в очищенні і охолодженні поверхонь, що контактують двофазним потоком гранул сухого льоду і примусовим охолодженням стисненим повітрям за допомогою трубки Ранка-Хілша для досягнення стабільної температури в контакті [43, 44].

2.2 Визначення та обґрунтування граничних рівнів швидкості ковзання і температури у трибоконтакті коліс з рейками

Як відомо загальне теоретичне рішення щодо визначення максимального коефіцієнта зчеплення колісної пари ψ_0 можна одержати, скориставшись адгезійно-деформаційною теорією тертя за такою залежністю:

$$\psi_0 = P^{\frac{\nu}{\nu+mk}-1} (abA_c)^{\frac{mk}{\nu+mk}} B^{\frac{\nu}{\nu+mk}} D^{\frac{m}{\nu+mk}} \tau_0 + \beta + K_m \alpha_r P^{\frac{1}{2(\nu+mk)}} (abD^m A_c B)^{-\frac{1}{2(\nu+mk)}} \sqrt{\frac{h_{max}}{R_{mb}}}, \quad (2.8)$$

де τ_0 – питома зсувна міцність молекулярних зв'язків; β – п'єзокоефіцієнт; K_m – коефіцієнт, що залежить від мікрогеометрії поверхні; α_r – коефіцієнт, що залежить від гістрезисних втрат при терті; P – вертикальне навантаження колісної пари; ν , b – параметри мікрогеометрії поверхні контакту (коефіцієнти опорної кривої поверхні); m – параметр, що характеризує пластичність матеріалу; k , D – константи, що залежать від закону розподілу мікрорівностей поверхні тертя за висотою та формою; a – коефіцієнт, що враховує пружне осідання і розплющування мікрорівностей; A_c – контурна площа контакту; B – модуль деформації; h_{max} – максимальне контактне зближення поверхонь тертя; R_{mb} – середній радіус заокруглень мікрорівностей.

Але слід зауважити, що залежність (2.8) не дозволяє визначити вплив швидкості руху колеса на ψ_0 та не забезпечує необхідну точність розрахунків,

оскільки багато параметрів змінюються у процесі руху локомотива. Однак вона дає можливість отримати ваговий вплив кожного фактора у формування ψ_0 . Тобто, враховуючи середнє значення вищенаведених параметрів (таблиця 2.3), можна визначити максимальнє значення коефіцієнтів ψ_0 за пружним і пластичним деформуванням мікровиступів колеса і рейки.

Таблиця 2.3 – Середні значення параметрів контактної взаємодії колеса з рейкою

β	n	ν	K_m	b	α_r	$\frac{h_{\max}}{R_{m\phi}}$	τ_0	$A_r \approx A_c$ мм ²	B , МПа	$mK=h$	D	$HВ$, МПа
0,07- 0,1	2-6	2-3	0,58- 1	1-3	0,01	0,05- 0,64	(0,08- 0,12)НВ	200	2	0-0,5	1- 1,4	$3,5 \times 10^8$

Механічна потужність, що втрачається в зоні тертя одного колеса локомотива з рейкою, залежить від режиму навантаження, коефіцієнта зчеплення і може перевищувати 60 кВт. Значна її частина, частіш за все до 95-98%, переходить у тепло, а менша – змінює вільну поверхневу енергію трибоконтакту [38]. В залежності від характеру розподілу теплових потоків, конструкції колісно-моторного блоку і теплофізичних властивостей матеріалів у зоні контакту «колесо-рейка» виникають імпульсні градієнти температур в декілька сотень і більше градусів. Імпульсне розігрівання матеріалу в цьому шарі міняє його механічні, теплофізичні й фізико-хімічні властивості, а також прискорює адсорбційні, дифузійні та трибомутаційні процеси. З урахуванням розходження властивостей матеріалів колеса, рейки і шару поверхневого при наявності забруднення закономірності зміни їхніх механічних і теплофізичних характеристик можуть відбуватись за різними законами, що призводить до появи значних теплових напруг, які накладаються на наявні там механічні напруги, а це у підсумку впливає на рівень зчеплення та інтенсивність зношення коліс і рейок [45]. Таким чином, критерієм оцінки багатьох процесів, що відбуваються у фрикційному контакті, є як абсолютне значення, так і розподіл температур в зоні контакту колеса з рейкою [46].

За допомогою інструментальних методів (термопар і термочутливих елементів тощо) можна з певною точністю виміряти температуру в тій або іншій точці зони тертя колеса з рейкою. Проте одержати більш повну картину розподілу температур і особливо її градієнтів не вдається. Значною мірою вирішенню цих завдань сприяє теплова динаміка тертя (ТДТ), розроблена Чичинадзе А.В. [47]. Як відомо, цей метод враховує домінуючий вплив температури на характеристики зношення і тертя контактуючих тіл. Ця методика розглядає систему інтегральних і диференціальних рівнянь, за допомогою яких описуються процеси тертя і зношування з урахуванням кореляції зміни всіх основних параметрів. Вона дозволяє знайти розподіл температур в елементах пари тертя, коли на їхньому контакті діє змінне за часом і координатою джерело теплоти, а з вільних поверхонь відбувається тепловіддача в оточуюче середовище.

Перш за все розглянемо процес переходу колісної пари в режим буксування з ковзанням, коли коефіцієнт зчеплення стає коефіцієнтом тертя f . Його зміна залежить не тільки від параметрів, що входять у формулу (2.8), але і від температури, реологічних характеристик і забруднень поверхонь колеса і рейки. Для визначення температури в зоні тертя колесо-рейка скористаємося формулою розрахунку поверхневої температури при короткочасному гальмуванні колеса, яка має вид:

$$\theta = \frac{(1 - a_m) W_m b_1 K}{\lambda_1 t_T A_c} \left[\left(\frac{1}{3} \tau_N + F_0 \tau_w \right) - \tau_N \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} e^{-(n\pi)^2 F_0 \tau} \right]; \quad (2.9)$$

$$W_m = \int_0^t F(t) U(t) dt; \quad F_0 = \frac{a_1 t_T}{b_2}; \quad a_1 = \frac{\lambda_1}{c_1 \gamma_1}, \quad (2.10)$$

де a_m – частка теплового потоку, що йде у спряжений елемент; W_m – робота гальмування; b_1, b_2 – товщина поверхні нагрівання колеса і рейки;

K – коефіцієнт, що враховує ефективні об'єми, які беруть участь в теплопоглинанні; λ_1 – коефіцієнт теплопровідності; t_T – тривалість гальмування; A_c – номінальна площа контакту поверхні тертя; τ – відносний час взаємодії поверхонь; t – поточний час; τ_N – відносний час з урахуванням зміни потужності при гальмуванні; τ_w – відносний час з урахуванням зміни роботи гальмування; F_0 – число Фур'є; a_1 – коефіцієнт температуропровідності; c_1 – питома теплоємність; γ_1 – густина матеріалу, $F(t)$ – сила зчеплення; $U(t)$ – швидкість ковзання.

З урахуванням специфіки роботи фрикційної пари «колесо-рейка» при коченні з ковзанням можна прийняти час взаємодії таким, що дорівнює часу формування контакту. Тоді розрахункові формули (2.9) і (2.10) визначення середньої температури поверхні колеса матимуть вид:

$$\theta_{cp} = B \left[\frac{1}{3} + F_0 \tau - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} e^{-(n\pi^2) \cdot F_0 \tau} \right]; \quad (2.11)$$

$$B = \frac{(1 - a_m) K W_m b}{\lambda t_{cp} A_c}; \quad W_m = \int_0^t F(t) U(t) dt = u F_{34} t_{cp}; \quad (2.12)$$

$$a_m = \frac{1}{1 + \frac{K_1 b_2 \lambda_1}{K_2 b_1 \lambda_2}} \approx 0,5; \quad K = \frac{1}{1 + \frac{\pi b}{8 a_3}}. \quad (2.13)$$

Скориставшись результатами досліджень Лужнова Ю.М. [38], можна визначити середні та максимальні температури поверхні бандажа за наявності плівок і наростів у такий спосіб:

$$\theta_{max} = \theta_0 + \theta_v + \theta_{cp} + \theta_{cn}, \quad (2.14)$$

де θ_{max} – максимальна температура на поверхні контакту колеса з рейкою;

θ_0 – температура навколишнього середовища; θ_v – об'ємна температура; θ_{cp} – середня температура на поверхні тертя; θ_{cn} – температура спалаху (близько 100°C).

Заздалегідь скористаємося результатами досліджень, які дозволяють побудувати залежність теплопровідності, температуропровідності і теплоємності в інтервалі температур від 0 до 800°C (рисунок 2.8) для двох найхарактерніших за складом забруднень рейки [38].

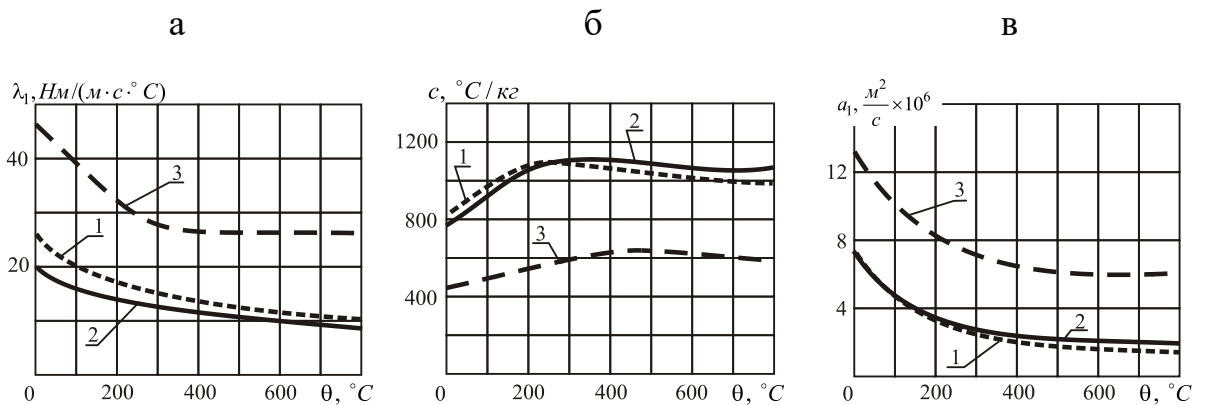


Рисунок 2.8 – Залежність теплопровідності – *а*, теплоємності – *б* і температуропровідності – *в* двох найбільш поширених проб (1 і 2) поверхневих забруднень і металу (3) колеса і рейки від температури $\theta^\circ\text{C}$

Відомо, що контактування тіл здійснюється як через мікроступи металу, так і через шар поверхневого забруднення, тому розрахункова теплова модель колеса з рейкою матиме вид, наведений на рисунку 2.9. Якщо виходити з мети досліджень, то, перш за все, доцільно визначити зміну середньої температури у зоні тертя колеса з рейкою. Для цього були враховані найбільш типові значення параметрів, що входять у рівняння (2.11), наведені у таблиці 2.4.

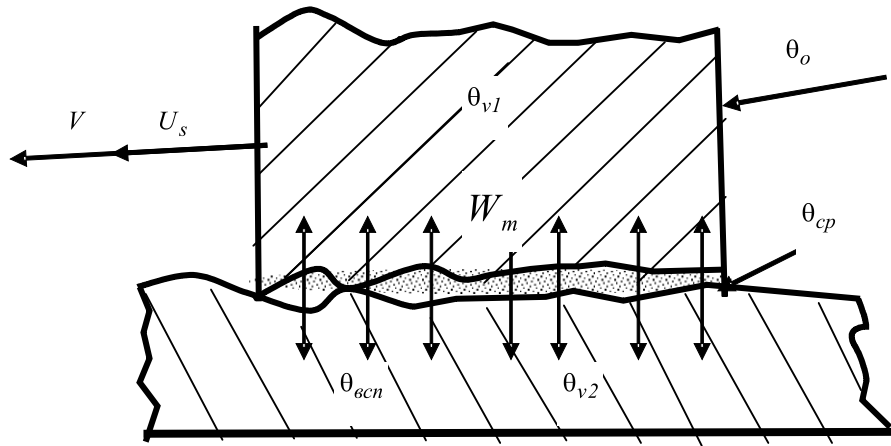


Рисунок 2.9 – Розрахункова теплова модель взаємодії колеса з рейкою

Таблиця 2.4 – Характерні параметри плями контакту колеса з рейкою

Параметр	Значення
P, kH	110
A_c, m^2	$150 \cdot 10^{-6}$
τ, c	1
τ_N, c	1
τ_w	1
$a_1, m^2 / c$	$11,9 \cdot 10^{-6}$
$\lambda_1 = \lambda_2,$ $Hm / m \cdot c \cdot ^\circ C$	47,4
ϑ_1, m	0,09
ϑ_2, m	0,06
$c_1, \frac{^\circ C}{Kz}$	800
$a, kH / (m^2 \cdot ^\circ C)$	$2 \cdot 10^5$

Крім того, припускається, що за час t_{cp} контактування колеса з рейкою режим силової взаємодії не змінювався. Отже, $\tau_N = \tau_w = 1$, а параметри руху локомотива вибиралися, виходячи з тягової характеристики однієї секції

тепловоза 2ТЕ116 при зрушенні та розгоні розрахункових мас потягів на важких ділянках залізниць [48]. Результати розрахунку середньої температури у зоні контакту колеса з рейкою при незначних швидкостях руху локомотива $V = 0 - 10$ км/год наведені у таблиці 2.5, а зі швидкістю $V > 20$ км/год – на рисунках 2.10 і 2.11.

Аналіз одержаних даних показує, що будь-яке забруднення, яке перебуває на доріжках тертя коліс з рейками, призводить до підвищення середньої температури у зоні тертя. Причому з підвищенням шару забруднень від 5 до 15 мкм (рисунок 2.10), за інших рівних умов (швидкості руху і ковзання, навантаження, початкового фрикційного стану і т.п.), температура зростала відповідно на 60% і 73% по відношенню до температури при незабруднених рейках.

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку середньої температури θ_{cp} у зоні контакту колеса з рейкою

$V = 0,$ км/год	$u, \text{ км/год}$	0,5	1	4	8
	$F_{зч}, \text{ кН}$	31	28	26	21
	$t_{cp} \cdot 10^{-3}, \text{ с}$	55	27,5	6,87	3,44
	$B \cdot 10^{-5}$	139,7	98	4,94	3,49
	$\theta_{cp}, ^\circ\text{C}$	200	220	415	711
$V = 10,$ км/год	$u, \text{ км/год}$	0,5	1	4	8
	$F_{зч}, \text{ кН}$	26	23	21	19
	$t_{cp} \cdot 10^{-3}, \text{ с}$	2,62	2,554	1,967	1,53
	$B \cdot 10^{-5}$	3,05	2,5	1,96	1,53
	$\theta_{cp}, ^\circ\text{C}$	138	166	223	311

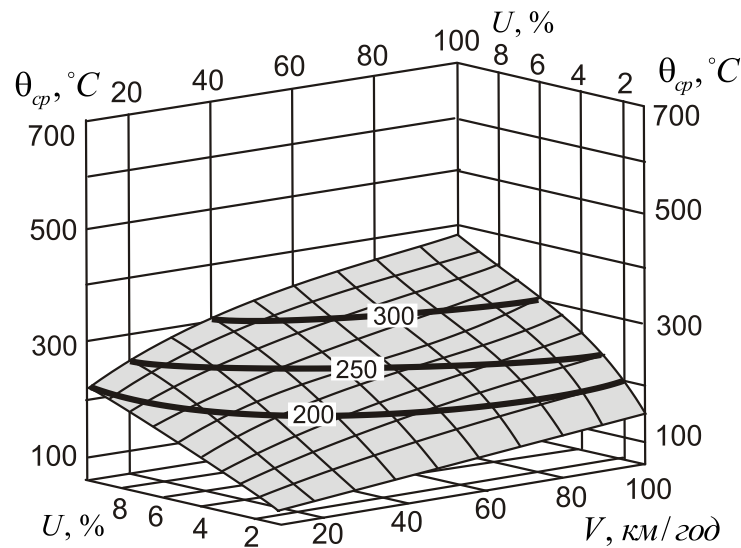


Рисунок 2.10 – Зміна середньої температури θ_{cp} у зоні контакту колеса з рейкою за відсутності забруднень від швидкості руху V і швидкості ковзання U

Одержані дані дозволяють оцінити граничне значення коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою у всьому діапазоні змін швидкості руху локомотива, швидкості ковзання коліс і температур у фрикційному контакті. Для цього необхідно використати формули (2.8) і (2.11), а також доповнити їх температурними залежностями модуля деформації B , питомої зсувної міцності молекулярних зв'язків τ_0 і п'єзоефіцієнта β , які наведені у дослідженнях [47]. Враховуючи, що додаткові залежності легко апроксимуються прямими, тому їх можна виразити у такий спосіб:

$$B(\theta) = B_n - (\theta_v - 200)\alpha, \quad (2.15)$$

де B_n – модуль деформації при нормальній температурі (мН/м²); θ_v – об'ємна температура поверхні тертя; $\alpha = 233$ мН/(м²·°С) – коефіцієнт жорсткості залежності $B = f(\theta_v)$.

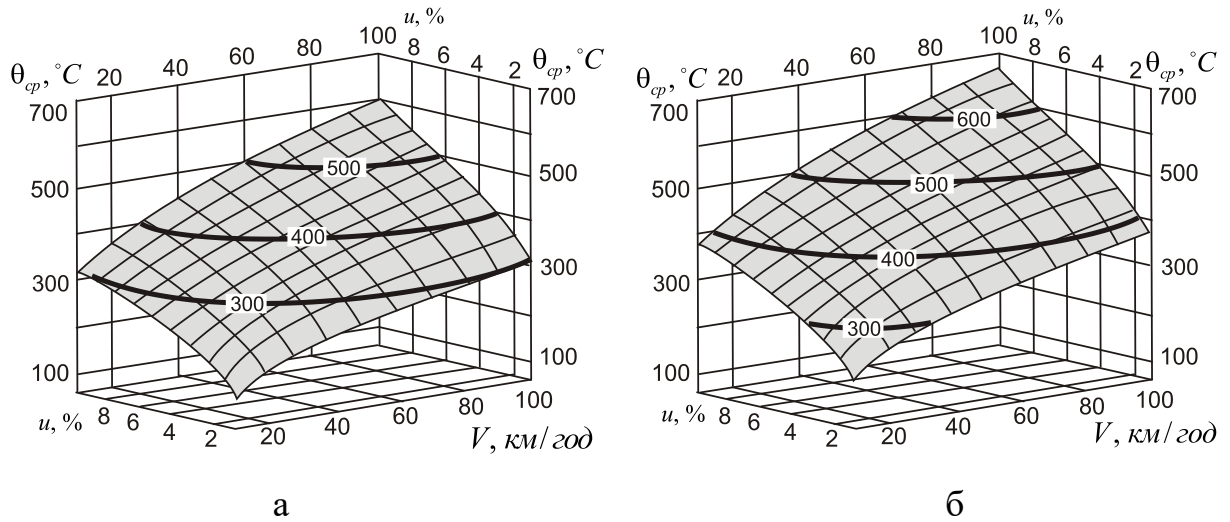


Рисунок 2.11 – Зміна середньої температури θ_{cp} у зоні

контакту колеса з рейкою при дисперсному забрудненні поверхонь
від швидкості руху V і швидкості ковзання U :

a – товщина забруднень 5 мкм; b – товщина забруднень 15 мкм

Крім того, доцільно використати дослідження Н.М. Міхіна [49] щодо розрахунків питомої зсувної міцності молекулярних зв'язків τ_0 і п'єзокоефіцієнта β від температури за такими залежностями:

$$\tau_0 = \tau_H e^{-\gamma\theta}; \quad \beta = \beta_H e^{-\lambda\theta}, \quad (2.16)$$

де $\gamma = 0,042 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$; $\lambda = 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

Тоді після підстановки (2.15) і (2.16) у (2.8) одержимо розрахункову формулу для визначення коефіцієнта зчеплення ψ у такому виді:

$$\psi = P^{\frac{\nu}{\nu+mk}-1} (abA_c)^{\frac{mk}{\nu+mk}} [B_H - (\theta_\nu - 200)\alpha]^{-\frac{\nu}{\nu+mk}} D^{-\frac{\nu m}{\nu+mk}} \tau_H e^{-\gamma\theta} + \beta_H e^{-\lambda\theta} + K_m \alpha_r P^{\frac{1}{2(\nu+mk)}} \left\{ av\beta^m A_c [B_H - (\theta_\nu - 200)\alpha] \right\}^{\frac{1}{2(\nu+mk)}} \sqrt{\frac{h_m}{R_{mB}}}. \quad (2.17)$$

Із формули (2.17) видно, що коефіцієнт зчеплення складається з декількох складових, частина з яких в залежності від температури змінюється по експоненті, що знижується, а частина – по зростаючій степеневій залежності. Отже, від комбінації можливих значень параметрів, у тому числі і від температури, можливе існування декількох екстремальних точок, що добре погоджується з попередніми дослідженнями [50, 51]. При цьому важливо відзначити, що для типового стану трибоконтракту колеса з рейкою, дані якого наведено у таблиці 2.4, коефіцієнт зчеплення починає знижуватися при $\theta \approx 400 - 450^\circ\text{C}$ і знову збільшуватися при $\theta = 700 - 800^\circ\text{C}$.

Аналізуючи одержані результати, можна зробити такі висновки:

- середні робочі температури у зоні тертя колеса з рейкою змінюються у широких межах і нелінійно збільшуються із зростанням швидкості руху, швидкості ковзання колеса і товщини шару забруднення контактуючих поверхонь. При цьому максимальні температури можуть досягати 800°C ;

- для поліпшення тягових властивостей локомотивів найімовірніше всього можна використовувати другий максимум коефіцієнта зчеплення при швидкостях ковзання коліс $U_S \approx 10$ км/год, але тільки в аварійних режимах (рух після зупинки, на критичному уклоні тощо), оскільки це може призвести до підвищеного зношення коліс і рейок при температурі трибоконтракту $\theta > 700^\circ\text{C}$.

Враховуючи вищевикладене, для остаточного визначення рекомендацій щодо припустимих рівнів швидкості ковзання і температур у трибоконтракту колеса з рейкою, які доцільно вважати граничними при синтезі систем управління електричною передачею, необхідно уточнити їхній вплив на зношення коліс і рейок. Як відомо, цей механізм за своєю фізичною природою дуже складний, оскільки від руйнування матеріалів залежить від безлічі чинників навіть при незмінних початкових умовах. Але процес зчеплення колеса з рейкою відбувається при постійній зміні контактуючих поверхонь, тому утворення зв'язків та їхнє подальше руйнування відзначається підвищеним динамізмом. Особливістю є той факт, що в парі тертя «колесо-

рейка» практично не можна виділити в явному виді індектор і контргіло, що ускладнює використання результатів експерименту і аналітичних залежностей, які має в своєму розпорядженні фізика твердого тіла. Отже, у дослідницькій роботі технічного напрямку навряд чи можна ставити завдання теоретичного поглиблення математичних моделей настільки складних явищ, як тертя і зношення. Тому необхідно тільки з практичних цілей із усього розмаїття теоретичних уявлень стосовно природи зношення вибрати найбільш загальні концепції і на їхній основі з урахуванням багаторічної практики експлуатації локомотивів не тільки рекомендувати прийнятні методи оцінки процесу зношення колеса і рейки, але й виробити технічні пропозиції, які можна використовувати при розробці систем управління електричною передачею тепловозів, особливо при розробці протибоксувальних і протиюзних систем.

Крагельським І.В. запропоновано і розвинуто втомну теорію зношування, яка є важливим етапом розвитку розрахункових методів [52, 53]. Основна концепція цієї теорії полягає в тому, що для руйнування поверхні тертя і відділення частки зношення необхідний багаторазовий фрикційний вплив, що залежить від напруженого стану контактуючих поверхонь. При цьому уперше цей процес розглядався з позиції теорії імовірності і математичної статистики. Наразі до найбільш розроблених теорій зношення твердих тіл можна віднести втомну теорію (І.В. Крагельського та ін.), енергетичну (Б.І. Костецького та ін.), а також адгезійну теорію (Д. Арчарда та ін.). Але з позиції створення інженерних розрахунків найбільш переконливою є теорія втомного зношення.

В значній мірі розвитку розрахункових методів сприяло введення поняття про питоме зношення i_h , запропоноване І.В. Крагельським, яке є відношенням товщини шару матеріалу Δh , вилученого з поверхні тертя, до одиниці фактичної площі дотику на шляху ковзання [53]:

$$i_h = \Delta h/d, \quad i_h = \Delta V/(dA_r), \quad (2.18)$$

де d – діаметр плями контакту; ΔV – об'єм зношеного матеріалу.

Використовуючи наведене вище співвідношення (2.18), можна отримати загальне рівняння, справедливе для опису будь-якого механізму зношення незалежно від його природи:

$$I_h = \frac{\Delta h}{\Delta L} = i_h \frac{\alpha P_a}{P_r}, \quad (2.19)$$

де ΔL – шлях тертя; α – відношення номінальної і фактичної площі тертя; P_a, P_r – номінальний і фактичний тиск у контакті.

Для випадку контактування поверхонь колеса і рейки за наявності часток піску домінуючим видом буде абразивне зношення. У роботі [46] запропоновано залежність, що враховує втомну природу зношування матеріалу колеса і рейки, їхні фізико-механічні властивості, кількісні характеристики розподілу твердих часток у зоні контакту, а також мікрогеометрію шорсткуватого шару зазначених поверхонь. Залежність для розрахунку зношення колеса має вид:

$$h_1^* = \frac{1,8}{\pi r^2} \left[0,66 \pi r^2 h + \frac{1,07 r^2 HB_2^{3/2} (W_{sm1} + W_{sm2})}{(1,1 HB_1 + HB_2)^{3/2}} \right], \quad (2.20)$$

де r – радіус абразивної частки; h – глибина впровадження абразивної частки у матеріал, що деформується; HB_1, HB_2 – твердості матеріалів колеса і рейки; W_{sm1}, W_{sm2} – крок хвилястості колеса і рейки.

Звичайно, ця залежність придатна лише для якісної оцінки процесу абразивного зношення колеса і рейки, оскільки одержання таких залежностей – надзвичайно складне завдання, яке наразі перебуває у стадії вирішення. Незважаючи на успішні дослідження абразивного зношення пар тертя, цей розділ науки ще не має чітко оформлених теоретичних положень, а

експериментальні дані найчастіше суперечливі. Багато досліджень присвячено проблемі зниження зношення одного з елементів пари тертя від збільшення його твердості, а також зниження зношення контактуючих поверхонь колеса і рейки у процесі формування рівноважної шорсткості завдяки абразивним часткам [54], але чітких рекомендацій щодо цієї проблеми ще не отримано.

У цілому можна зробити висновок, що зношення колеса і рейки буде визначатися втомними процесами, викликаними взаємним циклічним деформуванням поверхонь, а також деформаційним впливом твердих часток з урахуванням температури контакту, яка впливає на механічні характеристики матеріалу. Необхідно також відзначити, що розглянуті вище дослідження не дають чіткої відповіді на запитання, який із критеріїв доцільно застосовувати для оцінки ступеня зношення складної трибологічної системи, якою є контакт колеса з рейкою. Так, наприклад, лінійний і ваговий критерії інтенсивності зношення вимагають наявності даних щодо номінальної площі дотику, що у свою чергу вимагає врахування геометричних і деяких інших фізичних характеристик матеріалів контактної пари. Але в умовах постійної зміни поверхонь колеса, що котиться по рейці, сталість таких параметрів навряд чи зберігається. Тому використання цих критеріїв пов'язане зі значними спрощеннями моделі, навіть якщо не брати до уваги розбіжності профілів рейки і бандажа, викликаного експлуатаційними факторами. Тому розглянемо більш докладно цю проблему.

У теоретичних роботах з фізики тертя і зношення вказується на те, що для технічних пристроїв зношення можна характеризувати одним із таких критеріїв:

а) лінійним:

$$\gamma_h = \frac{h}{L}, \quad (2.21)$$

де h – висота зношеного шару; L – шлях ковзання;

б) ваговим:

$$\gamma_g = \frac{g}{A_a \cdot L}, \quad (2.22)$$

де g – маса зношеного металу; A_a – номінальна площа дотику;

в) енергетичним:

$$\gamma_Q = \frac{W}{Q} = \frac{W}{F_{зч} L}, \quad (2.23)$$

де W – об'єм зношеного металу; Q – енергія (робота) сили тертя.

Необхідно відзначити, що енергетичний критерій вільний від необхідності урахування площі дотику, а для колеса з рейкою доцільно використовувати саме його, оскільки інші критерії не пов'язують процес зносу з властивостями матеріалу і фізичними характеристиками тертя. Крім того, зв'язок втомної теорії зношення з енергетичними характеристиками тертя дуже тісний, оскільки встановлюється через критичне число циклів впливу і середню щільність енергії руйнування. Але точного аналітичного рішення ще не отримано, оскільки не з'ясовано взаємозв'язок між окремими розрахунковими параметрами та фізико-механічними характеристиками матеріалів. Якщо виходити з того, що характеристика зчеплення відбиває енергетичну сторону процесу взаємодії колеса і рейки, а також відсутня можливість визначення маси металу на одиницю потужності чи енергії, витрачених на тертя, то вирішення завдання у відносних одиницях цілком можливе. Тому саме цей метод покладено в основу подальших досліджень.

Доцільність використання енергетичного критерію щодо оцінки інтенсивності зношення вузлів тертя також підтверджується чисельними теоретичними та експериментальними дослідженнями, оскільки за критерій руйнування прийнято критичну густину внутрішньої енергії, яка не залежить

від умов процесу і є фізичною константою матеріалу. Отже, для узгодження граничних рівнів швидкості ковзання і температури в трибоконтакті, а також уточнення їхнього впливу на зношення коліс і рейок необхідно, перш за все, встановити зв'язок між характеристикою зчеплення й енергетичними показниками цього процесу. Скористаємося даними типової характеристики зчеплення у відносних одиницях, наведеної на рисунку 2.12. Крім того, визначимо характеристику втрат потужності у зоні фрикційної взаємодії (рисунок 2.13), отриману за такою залежністю:

$$\Delta P_{зч} = F_{зч} U_s, \quad (2.24)$$

де $F_{зч}$ – сила зчеплення; U_s – швидкість ковзання колеса.

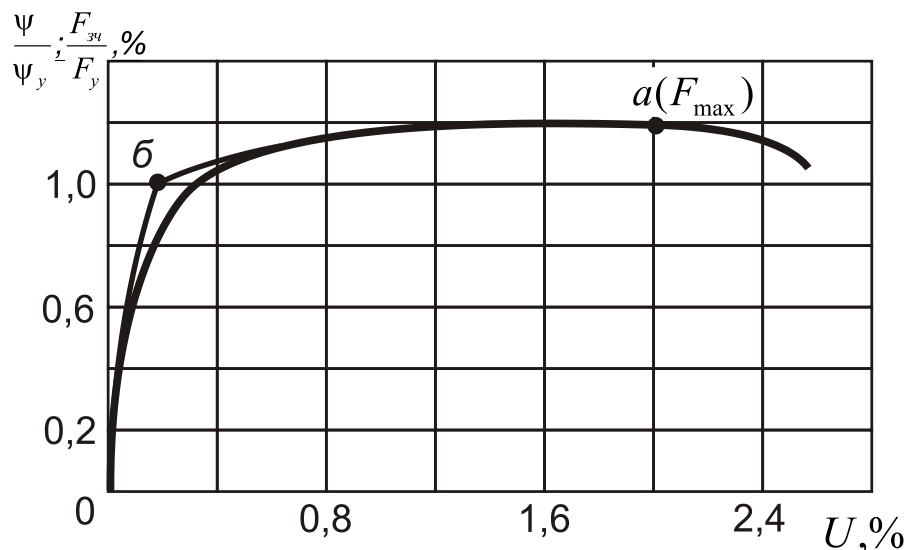


Рисунок 2.12 – Характеристика зчеплення:

ψ_y, F_y – коефіцієнт зчеплення і сила зчеплення в точці б

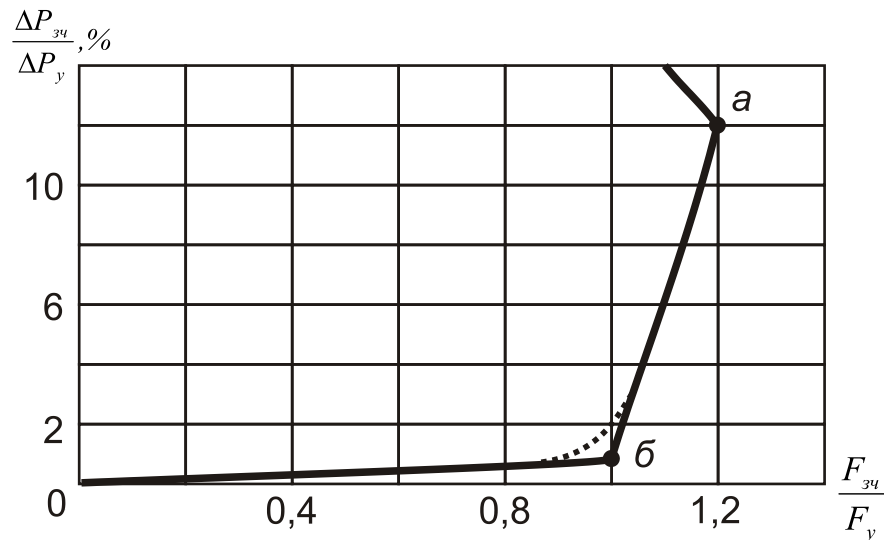


Рисунок 2.13 – Втрати потужності у контактi колеса з рейкою:

ΔP_y – втрати потужності в в точці б

З рисунків 2.12 і 2.13 видно, що відносні втрати потужності на тертя непропорційно ростуть на тих ділянках, де починається розвиток пластичних деформацій. Причому втрати потужності у точках б і а відрізняються приблизно у 12 разів. Крім того, функція $\Delta P_{зч} = f(F_{зч})$ має більш виражену нелінійність, ніж $F_{зч} = f(U_s)$, оскільки навіть для лінійної частини характеристики втрати зростають непропорційно у такий спосіб:

$$\Delta P_{зч} = F_{зч} U_s = K F_{зч} F_{зч} = K F_{зч}^2. \quad (2.25)$$

З метою визначення впливу параметрів характеристики зчеплення (рисунок 2.12) і втрат потужності (рисунок 2.15) на зношення коліс та рейок скористаємося емпіричною формулою Г.М. Шахунянця для розрахунку інтенсивності зношення, що має вид:

$$\gamma = \alpha \lambda K_c \left(\frac{P}{R_k} \right)^n \left[1 + a \left(\frac{U_s}{V} \right)^m \right]. \quad (2.26)$$

У формулі (2.26) поряд з константами, що характеризують наявність кривих ділянок шляху λ , матеріал рейки (K_c), навантаження осі на рейку P , радіус колеса R_k , велике значення надається швидкості ковзання U_s . На підставі дослідних даних залежність (2.26), як правило, використовують у такому виді:

$$\gamma = 1,3\lambda K_c \frac{P}{R_k} \left[1 + 9 \left(\frac{U_s}{V} \right)^2 \right]. \quad (2.27)$$

Для порівняння (2.27) з попередніми залежностями (рисунок 2.12, 2.13) представимо її як функцію $\gamma = f\left(\frac{U_s}{V}\right)$, наведену на рисунку 2.14.

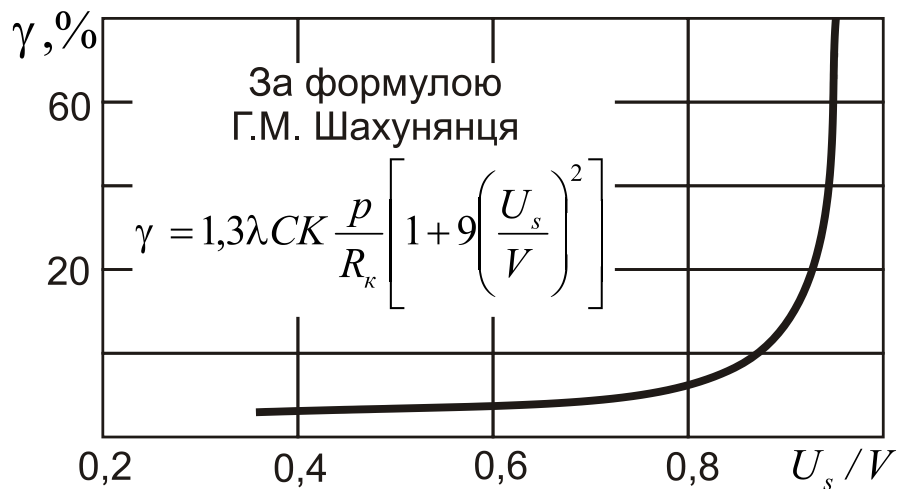


Рисунок 2.14 – Характеристика інтенсивності зношення рейок

Як видно з рисунків 2.12 і 2.14, форма залежностей практично збігається, що є ще одним свідченням можливості оцінки інтенсивності зношення за втратами потужності у зоні фрикційної взаємодії колеса і рейки. При цьому необхідно відзначити, що залежність (2.27) запропонована для оцінки інтенсивності зношення тільки рейки, але з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна вважати, що енергія тертя приблизно однаково

впливає на руйнування матеріалів колеса і рейки, що добре погоджується з експериментальними даними. Необхідно також відзначити, що оцінка інтенсивності зношення матеріалів контакту має враховувати не абсолютну швидкість ковзання, а відносну, оскільки зношення залежить не від миттєвої величини потужності, а від енергії, витраченої на елементі шляху. Отже, інтенсивність зношення при незмінній потужності втрат на тертя завжди обернено пропорційна швидкості руху. Цей висновок легко довести, якщо розглянути формулу енергетичного критерію зношення (2.23). Оскільки за час t колесо проходить шлях $L = Vt$, то можна визначити $t = L/V$ і підставити у (2.23). Тоді залежність (2.23) набуде такого виду:

$$\gamma_Q = \frac{W}{F_{зч} U_s \frac{L}{V}} = \frac{W}{F_{зч} \frac{U_s}{V} L}. \quad (2.28)$$

На довжині L повний обсяг зношення рейки дорівнюватиме:

$$W = \gamma_Q F_{зч} L \frac{U_s}{V} \text{ або } \frac{W}{L} = \gamma_e F_{зч} \frac{U_s}{V}.$$

Відношенням об'єму W до довжини L є площа поперечного перерізу S .

Отже,

$$\frac{W}{L} = S = \gamma_e F_{зч} \frac{U_s}{V_A}. \quad (2.29)$$

Таким чином, зношення рейки за поперечним перерізом прямо пропорційне потужності ковзання і обернено пропорційне швидкості поступального руху. Порівняємо отриману залежність (2.29) із розрахунковою формулою для визначення середньої температури поверхні бандажа (2.11). Для цього формулу (2.11) запишемо у такий спосіб:

$$\theta_{cp} = \frac{(1 - \alpha_m)K\vartheta}{\lambda A_c} \left[\frac{1}{3} + F_0\tau - \frac{2}{\pi^2} \sum \frac{1}{\pi^2} e^{-(\pi \cdot n)^2 \cdot F_0 \cdot \tau} \right] F_{зч} U_s. \quad (2.30)$$

Якщо виходити з того, що добуток $F_{зч} U_s$ у формулах (2.29) і (2.30) являє собою втрати потужності у контактні колеса з рейкою, а також припустити відносну стабільність коефіцієнтів і параметрів при русі колеса по рейці з постійною товщиною дисперсних забруднень, то можна відзначити, що залежності (2.29) і (2.30) за фізичними параметрами мають подібний вид, тобто як зношення за поперечним перерізом рейки, так і температура в контактні «колесо-рейка» прямо пропорційні потужності ковзання. При цьому будемо вважати, що θ_{cp} відповідає температурі поверхні рейки. Отже, якщо визначити втрати потужності на тертя з формули (2.30) та підставити у (2.29), то можна одержати залежність зношення коліс і рейок від температури такого виду:

$$S = \gamma_Q F_{зч} \frac{U_s}{V} = \gamma_Q \frac{\theta_{cp}}{\frac{(1 - \alpha_m)k\vartheta}{\lambda A_c} \left[\frac{1}{3} + F_0\tau - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\pi^2} e^{-(\pi \cdot n)^2 \cdot F_0 \cdot \tau} \right] V}. \quad (2.31)$$

Для більш детального вивчення впливу вищенаведених вище факторів на величину зношення контактуючих тіл було проведено оцінку потужності, що втрачається в зоні контакту, для двох випадків фрикційної взаємодії коліс і рейок (рисунок 2.15) [38].

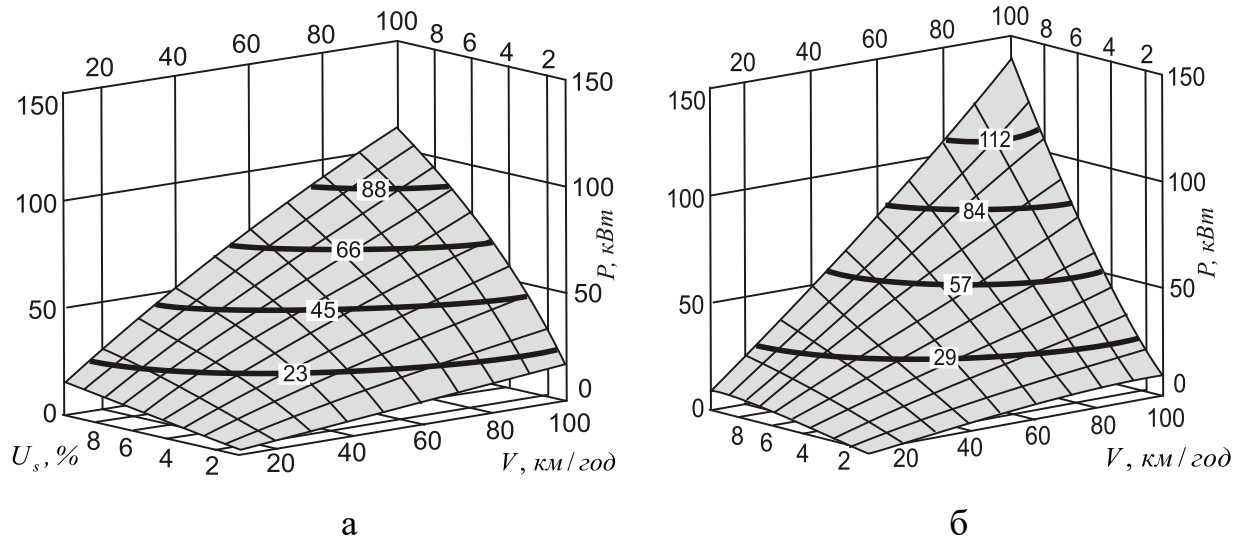


Рисунок 2.15 – Зміна потужності втрат у контакті «колесо-рейка» від швидкості руху локомотива V і швидкості ковзання U_s :

a – при чистих поверхнях; b – при дисперсійному забрудненні товщиною 15 мкм

Розглядаючи рисунки 2.10, 2.11, 2.15 і 2.16, можна зробити висновки:

– спостерігається практично ідентичний характер зміни втрат потужності і середньої температури θ_{cp} у контакті колеса з рейкою при збільшенні швидкості відносного ковзання і швидкості руху локомотива;

– зростання потужності втрат і середньої температури у зоні контакту колеса з рейкою підвищується при збільшенні товщини шару забруднень, причому ця залежність зростає з ростом швидкостей руху локомотива і швидкості ковзання;

– на окремих режимах ведення локомотива втрати енергії у зоні тертя коліс з рейками можуть досягати 10 і більше відсотків від установленної потужності локомотива (рисунок 2.15).

Відомі дослідження [55, 56] фрикційної теплостійкості сталей показують, що для тіл тертя, вільних від поверхневих забруднень, мінімум інтенсивності зношування припадає на температуру 350-400°C, а мінімум коефіцієнта тертя – на температуру 700°C, після чого вони починають інтенсивно зростати (рисунок 2.17). Такі залежності одержано при стандартних випробуваннях на

фрикційну теплостійкість на машинах тертя типу УМТ-1 і 2168 УМТ «Унітриб».

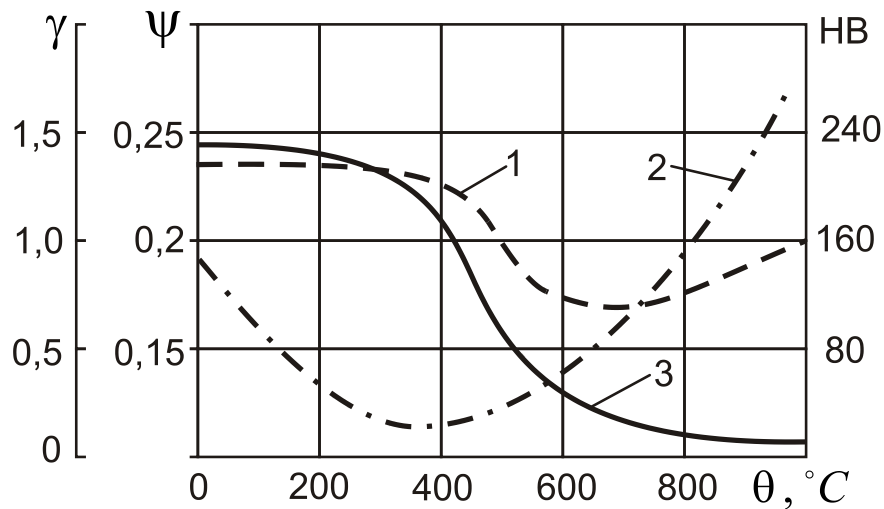


Рисунок 2.16 – Залежності зміни коефіцієнта зчеплення (крива 1), інтенсивності зношування γ (крива 2) і твердості HB (крива 3) колісно-рейкових сталей від температури поверхні тертя

При аналізі отриманих результатів необхідно також врахувати, що механічні властивості цілого ряду сталей (рисунок 2.17) значно зменшуються при температурах понад 500°C, а ріст інтенсивності зношування починається при температурах, близьких до 450°C (рисунок 2.18).

Крім того, Ю.М. Лужнов [38, 55] відзначав, що при температурах понад 400-450°C механічні властивості забруднень починають переважати за міцністю матеріали колеса і рейки, тому у зоні тертя починає розвиватися абразивне зношення, який під впливом температури підсилюється (рисунок 2.18).

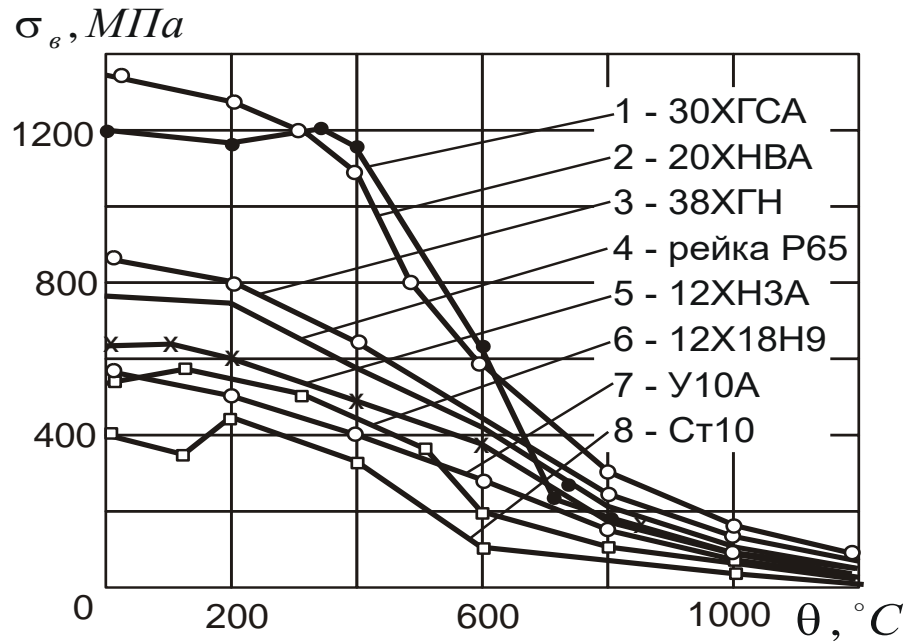


Рисунок 2.17 – Залежність допустимої напруги сталей від температури

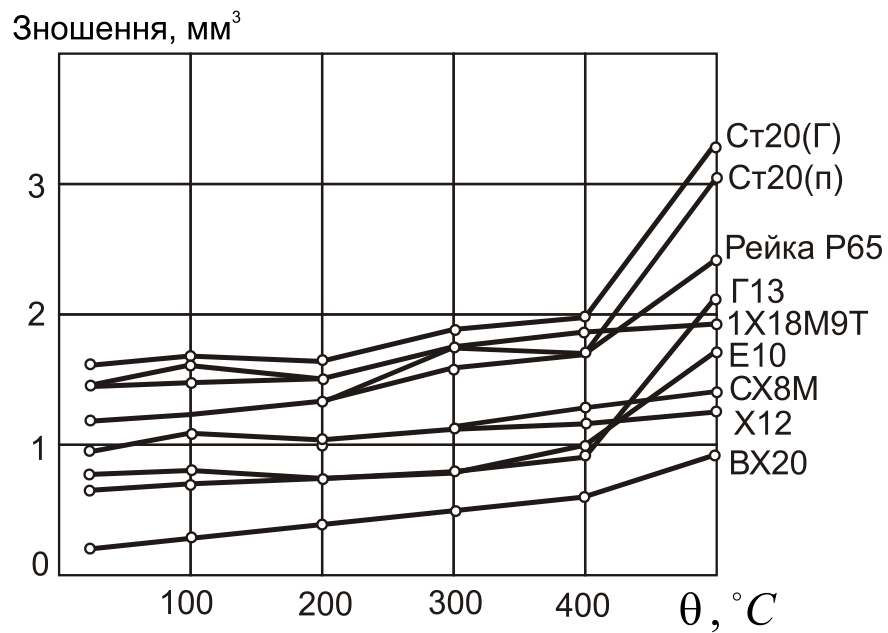


Рисунок 2.18 – Характер розвитку абразивного зношення сталей від температури

Аналіз наукових праць багатьох вчених, результати дослідження впливу швидкості ковзання і температури у зоні контакту на коефіцієнт зчеплення, а також на зношення колеса і рейки згідно з енергетичним критерієм дозволяють зробити висновки:

– при коченні колеса по рейці з ковзанням у точці контакту втрачається значна потужність, яка в залежності від швидкості руху і ковзання, а також від ступеня забруднення поверхонь може досягати 100 кВт. Причому на забруднених рейках втрати можуть збільшуватися майже на 70% по відношенню до чистих рейок;

– з огляду на характерні для таких досліджень діапазони розкиду експериментальних даних можна прийняти, що за енергетичним критерієм інтенсивність зношення колеса і рейки і зростання середньої температури в зоні контакту прямо пропорційні потужності ковзання;

– можна очікувати, що сумарне зношення колеса і рейки буде на 20-40% вище того рівня, який отримано за енергетичним критерієм зношення, оскільки при зростанні температури в зоні контакту понад 400-500°C механічні властивості забруднень починають перевищувати за міцністю матеріали колеса і рейки, що неминуче викликає ріст абразивного зношення;

– за наявними дослідженнями і отриманими даними (таблиця 2.4, рисунки 2.10-2.18) можна стверджувати, що температуру 400-500°C у контакті колеса з рейкою необхідно вважати критичною, оскільки після її підвищення починає розвиватися інтенсивне зношення поверхонь контактуючих тіл;

– при розробці протибоксувальних і протиюзних систем припустима швидкість ковзання коліс не повинна перевищувати 4 км/год, оскільки вона обмежена критичною температурою трибокконтакту близькою до 500°C.

Висновки по розділу 2

У 2 розділі проведені теоретико-експериментальні дослідження, які підтвердили той факт, що саме температура в контакті колеса з рейкою є найважливішим фактором, який впливає на весь комплекс службових властивостей контактуючих матеріалів.

Крім цього, визначено межі припустимих швидкостей ковзань колісних пар і температур у трибокконтакті, які доцільно вважати граничними при

конструюванні й експлуатації протибоксувальних і протиюзних систем, а також уточнено їхній вплив на зношення коліс та рейок.

Удосконалено методику визначення межі допустимих швидкостей ковзань і температур контактуючих бандажів і рейок за енергетичним критерієм інтенсивності зношення поверхонь, що полягає в урахуванні нелінійної зміни потужності сил тертя у шорсткуватому шарі контактуючих тіл від швидкості ковзання і швидкості руху рейкового екіпажу та зміни коефіцієнтів теплопровідності і теплоємності від середньої температури колеса і рейки у межах часу формування трибоконтакту.

Тобто доведено, що при розробці протибоксувальних і протиюзних систем прийняті обмежуючі параметри мають виходити з припустимої температури у трибоконтакті коліс з рейками, близькою до 500°C і швидкості ковзання коліс до 4 км/год. Також підтверджено, що режими підвищеного ковзання коліс для зростання граничного коефіцієнта зчеплення (за пропозицією Г.В. Самме) можна застосувати тільки для ліквідації аварійних режимів ведення потягів (розтягнення на підйомі, аварійний пуск тощо).

На підставі проведеного аналізу теоретичних та експериментальних досліджень фрикційного контакту можна стверджувати, що управління механічною складовою недостатньо для досягнення стабільно високих тягових якостей рухомого складу. Тому пропонується управління зчепленням трибологічної системи «колесо-рейка» за рахунок управління та контролю локально-механічної температурної складової в діапазоні від 250°C до 450°C залежно від фрикційних умов контакту.

Управління процесом фрикційної взаємодії трибологічного контакту пропонується за рахунок регулювання температури примусовим охолодженням, що дозволить стабілізувати коефіцієнт зчеплення. З чисельних експериментів і стендових випробувань встановлено, що керуючи температурою у зоні трибологічного контакту, створюються умови управління процесом зчеплення колеса з рейкою, а примусове забезпечення сталості

температури у контакті призводить до стабілізації коефіцієнта зчеплення на максимальному рівні.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОГЛЯД МОДЕЛЕЙ ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІС ІЗ РЕЙКАМИ

Взаємодія тіла, що котиться, з основою є предметом вивчення в численних теоретичних роботах. Однак, перш ніж перейти до їх розбору, слід зазначити існування двох великих областей тертя кочення [57]: «На залізничному локомотиві провідні колеса розвивають значну горизонтальну тягу, і режим роботи дуже ускладнюється ковзанням, яке може мати місце між колесом і рейкою, навіть коли горизонтальна тяга значно менша ніж сила, необхідна для подолання тертя між колесом і рейкою. Інший вид тертя кочення має місце, коли сфера або циліндр вільно котиться по площині або між паралельними поверхнями, як у кулькових або роликових підшипниках. Тут тангенціальні зусилля незначні».

Що ж до другого виду тертя кочення, то основним завданням тут є визначення опору кочення. Досить повні огляди з цього питання наведено в роботах [57, 58, 59, 60, 61].

Перший вид тертя кочення розглядає реалізацію сили зчеплення приводного колеса (локомотива, автомобіля, крана тощо) з основою (рейкою, дорожнім покриттям). М.І. Глушко у своїй роботі [62] зазначає, що досі наука не змогла визначитися з поданням фізики фрикційної взаємодії коліс з рейками. Зчеплення досі відносять до розряду окремого, особливого явища містичного характеру.

Огляду робіт, у яких вивчається цей вид тертя кочення, присвячено цей розділ.

Досі немає чіткої класифікації, а тим більше стандартизації понять, пов'язаних із коефіцієнтом зчеплення у різних умовах. Відповідно до ДСТУ 2823-94 коефіцієнтом зчеплення називається відношення найбільшої сили тертя спокою двох тіл до нормальної щодо поверхні тертя силі, яка притискає тіла один до одного.

Очевидно, що фахівці в галузі залізничного транспорту розуміють під терміном «коефіцієнт зчеплення» щось інше. Втім, серед них немає однаковості застосування терміна. Достатньо звернутися до роботи [63], де зроблено спробу внести ясність у це питання. У ній дано п'ять визначень коефіцієнта зчеплення в залежності від умов реалізації сили тяги.

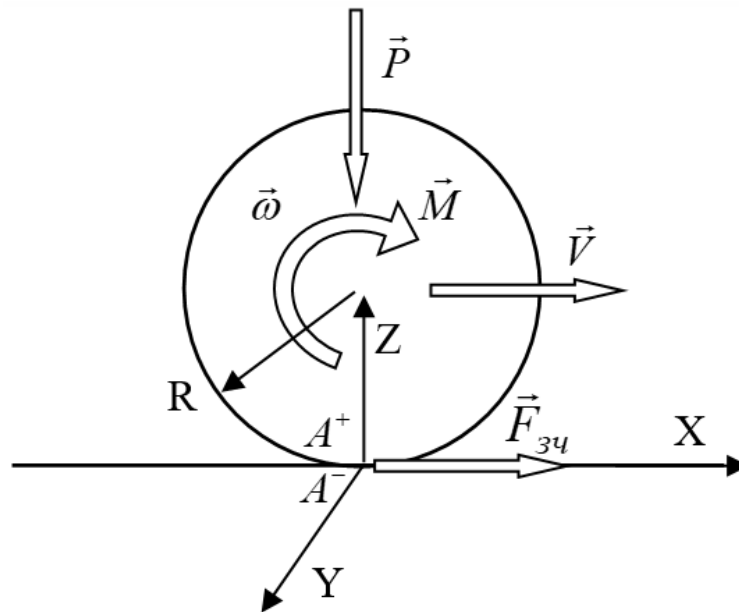


Рисунок 3.1 – Схема кочення колеса

Розглянемо кочення навантаженого вертикальним зусиллям \vec{P} та тяговим (гальмівним) моментом \vec{M} колеса радіусом R по основі (рисунок 3.1). Колесо локомотива рухається з поступальною швидкістю \vec{V} і обертається з кутовою швидкістю $\vec{\omega}$.

Під терміном «коефіцієнт зчеплення» розумітимемо відношення сили зчеплення, що реалізується в контактi колеса з рейкою, до вертикального навантаження на колесо $\psi = \left| \vec{F}_{3ч} \right| / \left| \vec{P} \right|$.

З практики відомо, що шлях, який проходить колесо, що котиться, за один оборот, відрізняється від довжини його кола. Іншими словами, якщо центр колеса рухається з поступальною швидкістю \vec{V} і колесо обертається з кутовою швидкістю $\vec{\omega}$, то різниця не дорівнює нулю.

$$\vec{v} = \vec{\omega}R - \vec{V}. \quad (3.1)$$

Рух двох тіл, що стикаються при одночасному терті кочення і ковзання в зоні контакту, відповідно до ДСТУ 2823-94, носить назву «тертя кочення з прослизанням».

На залізничному транспорті частіше використовують не абсолютну величину \vec{v} , а відношення найчастіше виражене у відсотках:

$$\vec{\varepsilon} = \vec{v} / |\vec{V}|. \quad (3.2)$$

У літературі позначають різними термінами: «крипп» (creep), «пружне ковзання», «неповне ковзання», «псевдоконтакт» тощо. Перелічені терміни призначені для позначення одного й того самого явища, але жоден їх не можна визнати вдалим.

Дж. Калкер називає величину «ковзання тіл як абсолютно жорстких» або «жорстке ковзання» (rigid slip) [64, 65, 66, 67, 68, 69]. Для позначення \vec{v} у роботі використовується термін «жорстке ковзання» чи навіть «ковзання». Тоді $\vec{\varepsilon}$ логічно називати «відносне ковзання».

Разом з тим, за рахунок пружності матеріалів контактуючих тіл, локальне значення різниці швидкостей точок колеса щодо точок рейки \vec{v} може відрізнятися від \vec{v} , аж до утворення зони зчеплення (сукупності точок нерухомих відносно один одного). Локальні значення різниці швидкостей Дж. Калкер називає «справжнє ковзання» (true slip).

Саме в такому розумінні використовуються в цій роботі перераховані вище терміни: «тертя кочення з прослизанням», «ковзання», «відносне ковзання» та «справжнє ковзання».

Залежність коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання $\psi = f(|\vec{\varepsilon}|)$ одержала назву «характеристика зчеплення». Експериментально встановлено, що зі збільшенням відносного ковзання $\vec{\varepsilon}$ до деякого значення $\vec{\varepsilon}_{кр}$ коефіцієнт

зчеплення ψ зростає (рисунок 3.2, суцільна лінія). Після того, як $\bar{\varepsilon}$ перевищує $\bar{\varepsilon}_{кр}$ – ψ зменшується. Величину $\bar{\varepsilon}_{кр}$ називатимемо «критичне відносне ковзання».

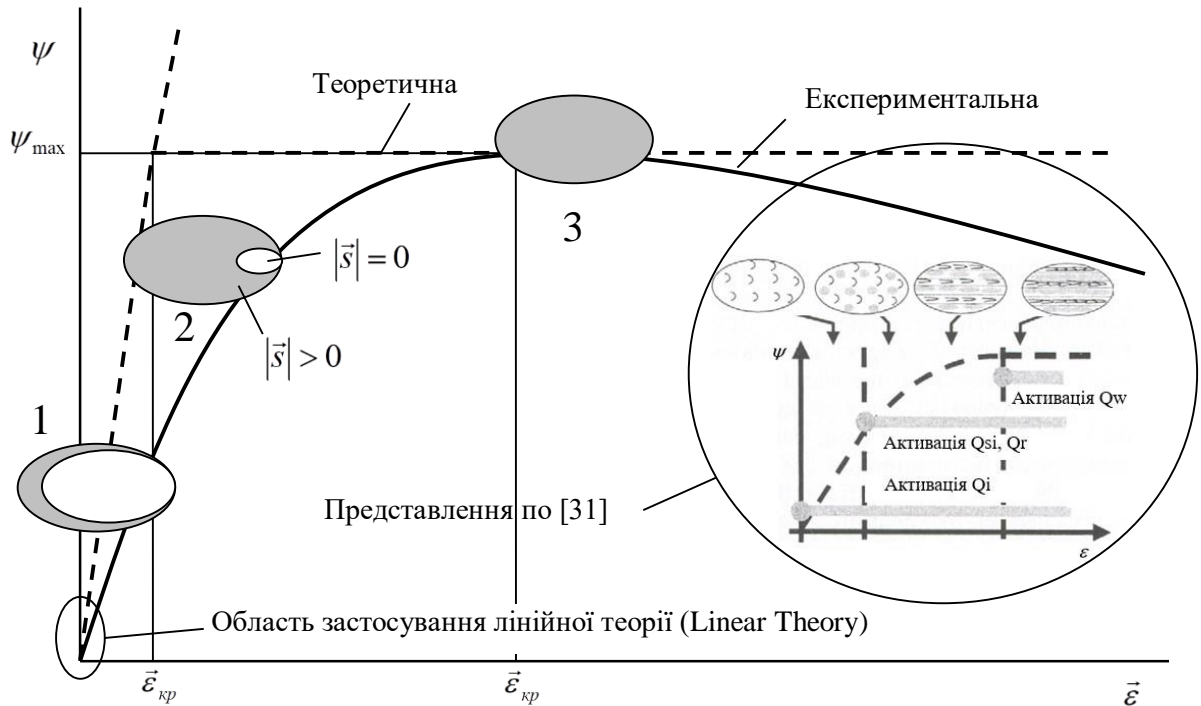


Рисунок 3.2 – Характеристика зчеплення

3.1 Огляд теоретичних робіт представлення контакту «колесо-рейка»

Залежно від схематизації процесів у зоні контакту, можна розглядати чотири групи теорій.

У 1876 році англійський вчений Осборн Рейнольдс опублікував роботу «Про тертя кочення». Він встановив, що при коченні катка по площині шлях, що проходить за один оберт центром катка, відрізняється від довжини його кола. Рейнольдс припустив, що зона контакту складається з зони зчеплення, де справжнє ковзання $\bar{s} = 0$, і зони ковзання, де $\bar{s} > 0$.

Прихильники такого підходу [58, 64-69, 70, 71, 72, 73, 74, 75 та ін.] стверджують, що при незначному відносному ковзанні ($\bar{\varepsilon}$ багато менше $\bar{\varepsilon}_{кр}$)

практично весь контакт займає зона зчеплення (рисунок 3.2, позиція 1). Зі зростанням відносного ковзання розмір зони зчеплення зменшується, а зони ковзання – збільшується (рисунок 3.2, позиція 2). Після того як $\bar{\varepsilon}$ перевищить $\bar{\varepsilon}_{кр}$, весь контакт займе зона ковзання (рисунок 3.2, позиція 3). Назвемо теорії, побудовані із гіпотези Рейнольдса, теоріями **першої групи**.

Ряд авторів [76, 77, 78, 79, 80, 81 та ін.] при побудові своїх моделей (часто в неявному вигляді) слідують за визначенням коефіцієнта зчеплення згідно з ДСТУ 2823-94. У цьому випадку передбачається, що до настання боксування (юз) в контактні колеса з рейкою реалізується тертя спокою (попереднє зміщення), і всю площу контакту (або її центральну частину) займає зона зчеплення. Після зриву колеса у боксування – зона ковзання. Віднесемо теорії, що використовують таке уявлення контакту до **другої групи**.

Нижче буде показано, що зона зчеплення може існувати лише за дуже малих (порядку пружних деформацій) величин відносного ковзання. Тому автори робіт [82, 83, 84, 85, 86, 87, 88 та ін.] ігнорують можливість її існування та припускають, що вся зона контакту зайнята зоною ковзання. Формування характеристики зчеплення у разі пояснюється реологічними властивостями контакту. Вважатимемо такі моделі моделями **третьої групи**.

У теоріях, віднесених до **четвертої групи** [89, 90, 91, 92, 93], використовуються найрізноманітніші підходи до моделювання взаємодії коліс з рейками. Незалежно від схеми, моделі можуть розроблятися як в плоскій, так і в тривимірній постановці.

3.2 Теорії першої групи

Теорії першої групи набули найбільшого поширення. Відмінність між ними полягає у розмірності завдання (двовимірне чи тривимірне постановка); використовуваному математичному апараті; способі розрахунку різниці пружних деформацій тіла та основи. Проте в основі всіх цих моделей лежить гіпотеза Рейнольдса та певний закон тертя.

Найчастіше, як останній, використовується закон тертя Кулона, який математично можна сформулювати так:

$$|\bar{\tau}| \leq \mu\sigma, \quad \text{при } |\bar{s}| = 0, \quad (3.3)$$

$$\bar{\tau} = -\mu\sigma \frac{\bar{s}}{|\bar{s}|}, \quad \text{при } |\bar{s}| > 0, \quad (3.4)$$

де μ – коефіцієнт тертя; σ – нормальні напруження.

Вперше завдання кочення з прослизанням вирішено Ф. Картером (F.C. Carter) [73] у 1926 році. Розглянувши плоску задачу кочення нескінченного циліндра по товстій пластині, Ф. Картер отримав такий вираз коефіцієнта зчеплення:

$$\psi = \mu \left[1 - \left(1 - \frac{\varepsilon_x E}{4(1 - \delta^2)\mu\sigma_0} \right)^2 \right],$$

де: E , δ – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона відповідно;

σ_0 – максимальна нормальна напруга в контакті.

В 1927 завдання кочення зі ковзанням в аналогічній постановці вирішив Х. Фромм (H. Fromm) [94].

Величезний внесок у розвиток теорії кочення з прослизанням зробив Дж. Калкер. Їм розроблено велику кількість рішень, які покладено основою класифікації теорій першої групи.

Залежно від способу визначення пружних зсувів, можна виділити такі варіанти:

- лінійна теорія (Linear Theory);
- теорія смуг (Strip Theory);

- емпірична теорія (Empirical Theory);
- спрощена теорія (Simplified Theory);
- точна теорія (Exact Theory);
- інші рішення.

У своїх роботах Дж. Калкер використовує безрозмірні складові відносного ковзання:

$$\begin{aligned}\xi_x &= \frac{|\vec{\omega}R - \vec{V}|}{|\vec{V}|}, \\ \xi_y &= \alpha, \\ \phi &= -\frac{\dot{\alpha}}{|\vec{V}|} \cos \gamma + \frac{\sin \gamma}{R},\end{aligned}\tag{3.5}$$

де ξ_x, ξ_y, ϕ – поздовжня та поперечна складові відносного ковзання та спин;

α – кут між поздовжньою віссю рейки та площиною колеса;

γ – конусність профілю колеса.

Лінійна теорія (Linear Theory). Основні ідеї лінійної теорії взаємодії тіла, що котиться, з основою викладені Де Патером (De Pater) у його статті 1956 року.

Передбачається, що:

- справжнє ковзання по всьому контакту дорівнює нулю;
- напруги та переміщення зникають на нескінченності;
- зона контакту є еліпс, а нормальна напруга розподілена за законом:

$$\sigma(x, y) = \frac{3P}{2\pi ab} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2};\tag{3.6}$$

- за межами контакту тангенційна напруга дорівнює нулю;

• відносне зміщення точок колеса і рейки дорівнює нулю на набігаючому краю контакту і лінійно збільшується пропорційно відстані від нього.

Лінійна теорія набула розвитку на роботах Дж. Калкера період із 1957 по 1972 роки. Наведемо результат цього популярного рішення:

$$\begin{bmatrix} F_{tx} \\ F_{ty} \\ M \end{bmatrix} = -Gab \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{ab}C_{23} \\ 0 & -\sqrt{ab}C_{23} & abC_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_x \\ \xi_y \\ \phi \end{bmatrix}, \quad (3.7)$$

де C_{11} , C_{22} , C_{33} , C_{23} – коефіцієнти, що отримали назву коефіцієнти Калкера (Kalker coefficients);

a , b – півосі еліпса зони контакту колеса та рейки;

G – модуль Юнга.

Значення коефіцієнтів C_{11} , C_{22} , C_{33} , C_{23} для різних співвідношень a і b , а також пружних властивостей матеріалів, можна знайти в роботах [64, 65 та ін.].

Недоліки лінійної теорії відзначаються самим автором [64, 65]. Насамперед, вона обмежена областю зникаюче малих ковзань (рисунок 3.2), і тому не може бути використана для моделювання тяги або гальмування. Крім того, останнє з наведених вище припущень передбачає, що на збігаючому краю контакту порушується умова $|\vec{\tau}| \leq \mu\sigma$ і $\mu \rightarrow \infty$ (рисунок 3.3, лінія 1), а це суперечить фізичному змісту.

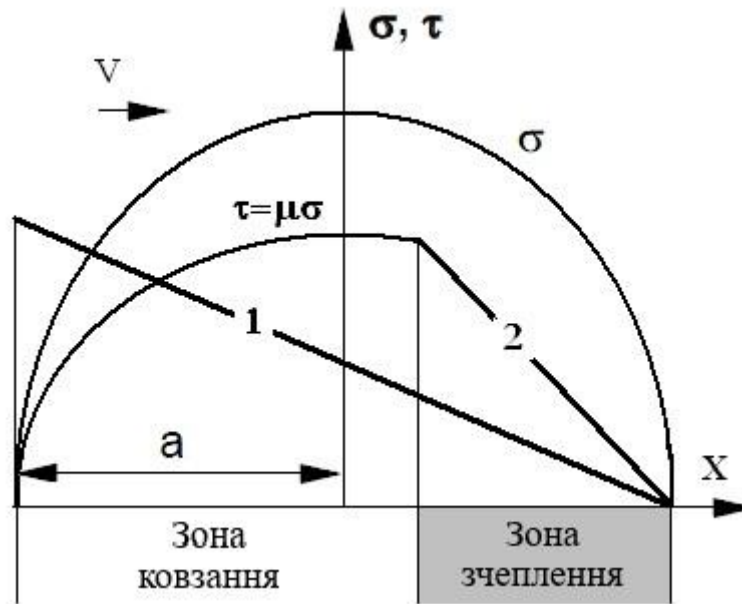


Рисунок 3.3 – Схема контактної зони

Експериментальна перевірка лінійної теорії, проведена міжнародною спілкою залізниць [95], показала, що експериментально отримані коефіцієнти Дж. Калкера становлять $2/3$ від теоретично передбачених. Причому при погіршенні умов зчеплення розбіжність збільшується.

Теорія смуг (Strip Theory). Теорія смуг не є чимось самостійним. Це підхід до вирішення контактних завдань, заснований на використанні плоских рішень для побудови тривимірного.

Ідея методу полягає у розбитті контактного майданчика на вузькі смуги, паралельні напрямку руху. Причому вводиться припущення, кожна смужка характеризується своїм набором параметрів може розглядатися незалежно [66, 96, 97, 98 та інших].

В даний час теорія смуг дозволяє дослідити контактну задачу кочення при довільному ковзанні тіл як абсолютно жорстких (при малому спині), і довільному розподілі нормальних напруг упоперек напрямку руху [99]. Розподіл напруги вздовж напрямку руху продовжує вважатися еліптичним.

Зазначимо, що цей підхід застосовується при вирішенні не тільки тангенціального, а й нормального контактного завдання [100].

Емпірична теорія (Empirical Theory). Дж. Калкером у роботі [101] запропонована емпірична формула, що зв'язує компоненти ковзання з силою зчеплення. При постановці завдання спин був прирівняний до нуля. При виведенні формули Дж. Калкер використав результати розроблених ним теорії смуг, лінійної теорії та емпіричні залежності, отримані К. Джонсоном (K.L. Johnson) [102]. Підсумкова залежність виглядає так:

$$\frac{F_{3ч}}{\mu N} = \begin{cases} f_1(\tau)e_1 + f_2(\tau)e_2 & \tau \leq 1, \\ e_2 & \tau \geq 1, \end{cases}$$

де $\tau = \sqrt{\xi^2 + \eta^2}$;

$$\xi = \pi ab G \xi_x / 3 \mu N \phi; \quad \eta = \pi ab G \xi_y / 3 \mu N \psi;$$

$$f_1(\tau) = 3 / 2 \tau \cos^{-1} \tau; \quad f_2(\tau) = 1 - (1 + 0.5 \tau^2) \sqrt{1 - \tau^2};$$

$$e_1 = (\xi \vec{i} + \eta \vec{j}) / \tau; \quad e_2 = (\xi_x \vec{i} + \xi_y \vec{j}) / \sqrt{\xi_x^2 + \xi_y^2};$$

ϕ, ψ – нормалізоване поздовжнє та поперечне ковзання;

N – нормальне зусилля.

Ковзання ϕ і ψ залежать від кількох параметрів – пружних властивостей матеріалів і співвідношення півосей еліпса, що описує область контакту. Самі вирази для ϕ і ψ , а також таблицю значень параметрів, що визначають ковзання ϕ і ψ , можна знайти у роботі [101].

Теорія була перевірена шляхом порівняння з експериментальними даними К. Джонсона [102], а також із власними результатами Дж. Калкера [101]. Широкого поширення емпірична теорія не набула.

Спрощена теорія (Simplified Theory). Дж. Калкер [68] запропонував вважати співвідношення між дотичними переміщеннями $\vec{u} = \{u_x, u_y\}^T$ та дотичними зусиллями $\vec{p} = \{p_x, p_y\}^T$ лінійним:

$$\vec{u} = \{L_x p_x, L_y p_y\}, \quad (3.8)$$

де L_x, L_y – податливість контакту.

Теорії, розроблені з урахуванням цього припущення, отримали назву спрощених. Так само, як і при постановці лінійної теорії, форма плями контакту колеса з рейкою вважається еліптичною, а нормальне напруження – розподіленим за законом (3.6). Рівняння (3.21) з урахуванням (3.5) та (3.8) набуде наступного вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{v_x}{|\vec{V}|} &= \frac{\zeta_x - \phi y}{L_x} - \frac{\partial p_x}{\partial x}, \\ \frac{v_y}{|\vec{V}|} &= \frac{\zeta_y - \phi x}{L_y} - \frac{\partial p_y}{\partial x}. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Значення коефіцієнтів може бути знайдено з таких міркувань. Передбачається, що ковзання у зоні контакту відсутня (ліва частина рівнянь (3.9) дорівнює нулю). Після інтегрування (3.9) отримаємо:

$$\begin{aligned} p_x &= \frac{x}{L_x} (\zeta_x - \phi y), \\ p_y &= \frac{1}{L_y} (\zeta_y x - 0.5 \phi x^2). \end{aligned} \quad (3.10)$$

Проекції сили зчеплення можуть бути знайдені шляхом інтегрування рівнянь (3.10) за площею контакту U :

$$\begin{aligned} F_x &= \int_U p_x dx dy = -\frac{8a^2 b}{3L_x} \xi_x, \\ F_y &= \int_U p_y dx dy = -\frac{8a^2 b}{3L_y} \xi_y - \frac{\pi a^3 b \phi}{4L_y}. \end{aligned} \quad (3.11)$$

Порівнюючи формули (3.11) з результатами лінійної теорії (3.7), отримаємо $L_x = \frac{8a}{3C_{11}G}$ і два значення L_y . Перше значення $L_{y1} = \frac{8a}{3C_{22}G}$, а друге $L_{y2} = \frac{\pi a \sqrt{a/b}}{4C_{23}G}$. Дилема вибору у роботі [69] вирішена так: $L_y = L_{y1}$.

Для вирішення рівнянь (3.11) Дж. Калкер запропонований алгоритм [68] і розроблена програма [103], що отримала назву FASTSIM. Суть алгоритму полягає в тому, що область контакту ділиться на ряд паралельних напрямків руху смуг однакової ширини d_y , як показано на рисунку 3.4, а. Кожна зі смуг, у свою чергу, ділиться на однакову кількість клітинок довжиною $d_x(y)$. Слід зазначити, що таке розбиття зони контакту не є обов'язковим. На рисунку 3.4, б наведено зразок розбиття області контакту на клітинки однакового розміру [104].

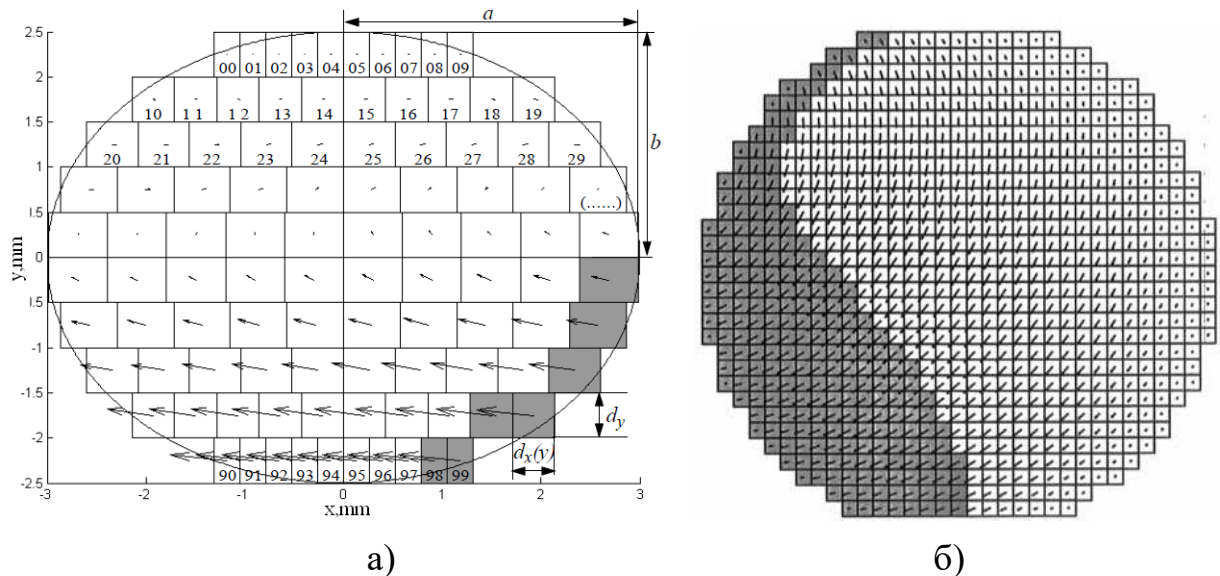


Рисунок 3.4 – Схема розбиття зони контакту у програмі FASTSIM на 10 смуг та 10 клітин у кожній смузі [103] (а), і зразок розбиття області контакту на клітини однакового розміру [104] (б).

Сірим кольором на рисунку 3.4 позначені клітини, що належать зоні зчеплення. У кожній з клітин обчислюються дотичні напруги. Якщо вектор дотичних напруг не перевищує величину, то цю клітину включають у зону

зчеплення. Інакше – у зону ковзання. При цьому величина дотичних напруг коригується за формулами:

$$\tau_x = \frac{\tau_x}{\sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2}} \mu \sigma, \quad (3.12)$$

$$\tau_y = \frac{\tau_y}{\sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2}} \mu \sigma.$$

Для отримання складових сили, що діють у цій клітинці, достатньо помножити напругу на площу клітинки. Проекції сили зчеплення F_x, F_y можна знайти як суму окремих складових по всіх клітинах.

Програма FASTSIM набула широкого поширення і є фактичним стандартом моделі фрикційної взаємодії тіла, що котиться (колеса) з основою (рейкою). Вона використовується для моделювання динаміки руху рухомого складу в програмних комплексах ADAMS/Rail, MEDYNA, SIMPACK, GENSYS, VOCO, «Універсальний механізм». Приклад результатів, одержуваних за допомогою програми FASTSIM, наведено на рисунку 3.5.

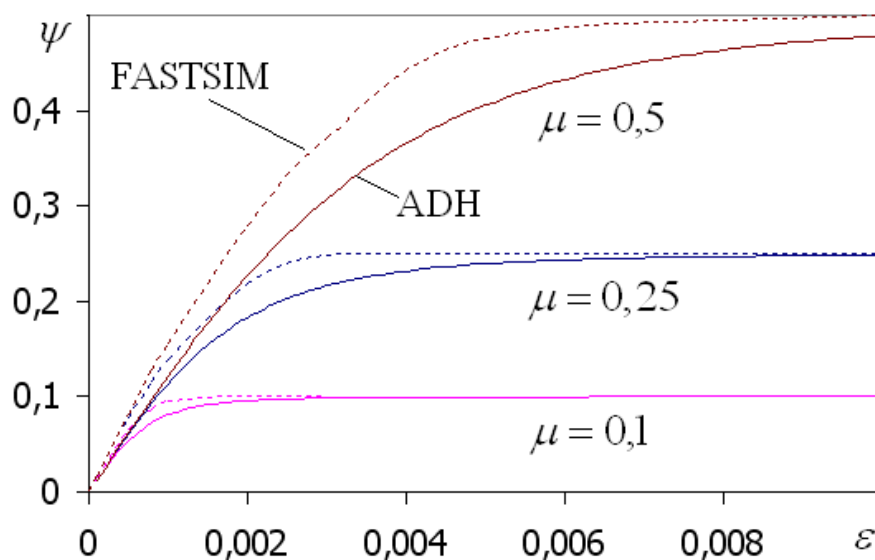


Рисунок 3.5 – Характеристики зчеплення, побудовані за допомогою підпрограм FASTSIM (пунктирні лінії) та ADH (суцільні лінії) для різних значень коефіцієнта тертя μ

Враховуючи велику популярність, сама спрощена теорія та програма FASTSIM піддавалися численним модифікаціям з метою:

- прискорення роботи [105, 106, 107];
- уточнення закону тертя [108, 109, 110, 111];
- уточнення параметрів L [110, 111];
- забезпечення можливості дослідження нееліптичного контакту [112, 113, 114, 115].

Прискорення роботи. Програма FASTSIM має швидкодію, достатню для безпосереднього використання при моделюванні динаміки руху рухомого складу. Проте ряд робіт спрямовано на прискорення алгоритму.

У роботі [105] чисельне інтегрування смугами зони контакту замінено аналітичним, що дозволило прискорити роботу програми від двох до десяти разів. Програма отримала назву FASTSIMA та використовується у програмному комплексі «Універсальний механізм».

Інакше вирішено проблему прискорення програми FASTSIM у роботі [106]. Прискорення досягається за рахунок системи паралельних обчислень для кожної зі смуг. Розроблена методика використовується під час моделювання систем реального часу.

Алгоритм FASTSIM, по суті, є чисельним рішенням системи звичайних диференціальних рівнянь методом, аналогічним методу Ейлера, який має низьку точність і вимагає розбиття смуг на велику кількість елементів. У своїй роботі [107] автори застосували модифікований метод Ейлера з перерахунком. Це дозволило значно скоротити розмірність сітки, що наноситься на пляму контакту, тим самим збільшивши швидкість обчислень без втрати точності. Розроблений алгоритм отримав назву FASTSIM2.

Уточнення закону тертя. Найбільш спірним моментом при постановці як спрощеної теорії, так і всіх теорій першої групи є використання як закон тертя співвідношень (3.3), (3.4) (закон тертя Кулона). Останній припускає, що коефіцієнт тертя $\mu = const$. Однак, з практики відомо, що величина реалізованого коефіцієнта тертя, за інших рівних умов (фрикційний стан,

шорсткість поверхонь тощо), залежить від умов реалізації сили тертя (динамічної зміни вертикального навантаження, інтенсивності дотику додаткового зусилля і т.п.). Іншими словами, значення коефіцієнта тертя, що реалізується, є не вхідним, а вихідним параметром системи. Це змусило низку вчених при побудові своїх варіантів теорії використовувати інші варіанти закону тертя.

У роботі Дж. Калкер та І. Піотровські при формулюванні закону тертя враховується той факт, що коефіцієнт тертя спокою μ_{cm} відрізняється від коефіцієнта тертя ковзання μ_k . Розглянуто три випадки:

1. $\mu_{cm} = \mu_k$ (закон тертя Кулону);

2. У зоні зчеплення реалізується μ_{cm} , а у зоні ковзання – μ_k . Причому $\mu_{cm} > \mu_k$;

3. Якщо частинки колеса і рейки ще не вступали у відносне ковзання, то реалізується μ_{cm} , інакше – μ_k .

В іншій роботі І. Піотровські [104] алгоритм FASTSIM адаптований для наступного закону тертя.

$$\mu = \begin{cases} \mu_{cm} & \text{якщо } |\vec{s}| = 0 \\ 0 < \mu(\vec{s}) < \mu_{cm} & \text{якщо } |\vec{s}| > 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

Залежність $\mu(\vec{s})$ прийнята у такому вигляді:

$$\mu(\vec{s}) = \mu_{cm} \left[(1 - A)e^{-Bs} + A \right], \quad (3.14)$$

де A – коефіцієнт (прийнятий рівним 0,5);

B – коефіцієнт з розмірністю с/м (прийнятий рівним 1,5).

У роботі [104] також розглядається випадок анізотропного тертя. На рисунку 3.6 наведено приклад розрахунку анізотропного тертя для чистого обертання (спина).

Закон тертя, аналогічний (3.14), використовується А. Ровіра (A. Rovira) в роботі [109]. Досліджувалися три варіанти представлення залежності $\mu(|\vec{t}|)$.

У першому випадку у формулі (3.14) замість \vec{s} використовувалося \vec{t} , а коефіцієнти А і В мають інший фізичний зміст. Коефіцієнт А є відношенням коефіцієнтів $\mu_{ст} / \mu_k$. В – коефіцієнт, що задає кривизну лінії.

У другому випадку використовувалося кусково-лінійне уявлення $\mu(|\vec{t}|)$.

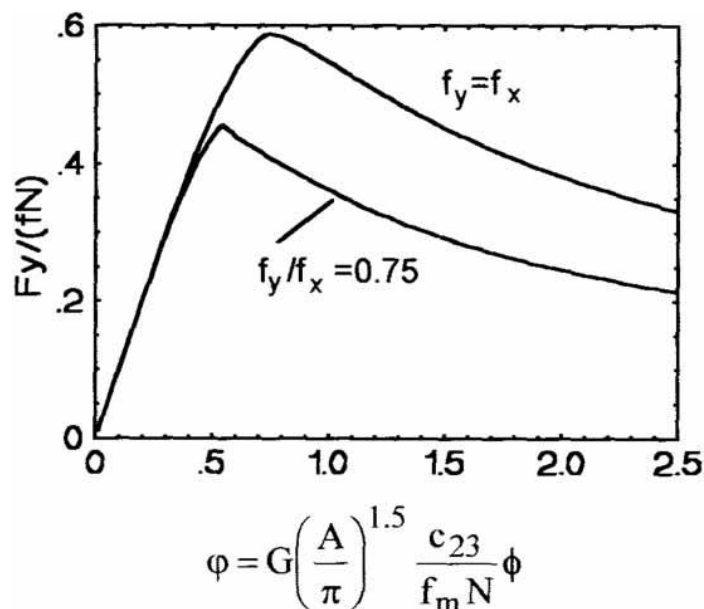


Рисунок 3.6 – Приклад розрахунку анізотропного тертя чистого обертання (спина) [104]

У третьому – залежність $\mu(|\vec{t}|) = \mu_{ст} e^{-At} + \mu_k (1 - e^{-Bt})$, де А і В – коефіцієнти.

Значення коефіцієнтів А і В підбиралося таким чином, щоб задовольнити експериментальні дані. Показано, що результати моделювання з використанням закону тертя Кулона суттєво відрізняються від результатів, отриманих згідно із законом (3.13). Так різниця дотичних напруг може досягати 200%, а зношування – 60%.

Ще один варіант закону тертя описаний у роботі [110]. На рисунку 3.7 представлені результати розрахунку характеристик зчеплення при $\mu = const$ і коефіцієнті тертя, що змінюється за законом (3.15):

$$\begin{cases} \mu = \mu_{ст} & \text{якщо} & |\vec{v}| = 0, \\ \mu = \mu_{ст} - \frac{(\mu_{ст} - \mu_{к})|\vec{v}|}{v_c} & \text{якщо} & 0 \leq |\vec{v}| \leq v_c, \\ \mu = \mu_{к} & \text{якщо} & |\vec{v}| \geq v_c. \end{cases} \quad (3.15)$$

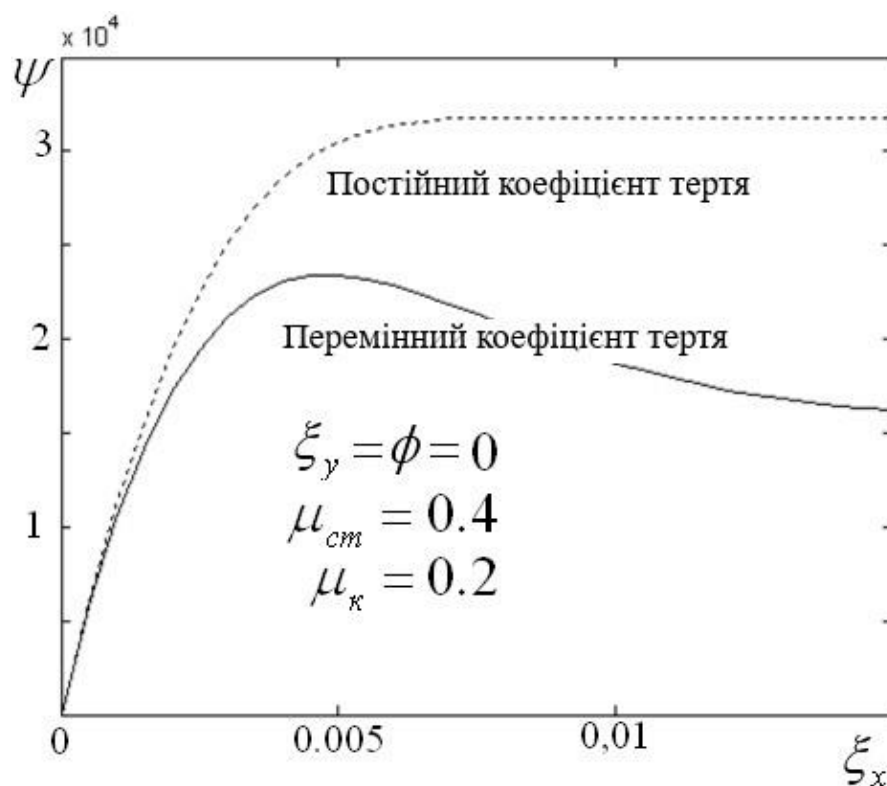


Рисунок 3.7 – Розрахункові характеристики зчеплення [110]

Уточнення параметрів L. Як відомо, колесо та рейка покриті забрудненнями, які істотно впливають на фрикційну взаємодію. З огляду на цей факт, Дж. Калкер [68] запропонував коефіцієнти L розглядати як суму пружної та додаткової складової, пов'язаної з властивостями третього тіла: $L_x = L_x + L_{x\delta}$; $L_y = L_y + L_{y\delta}$. Аналогічний підхід до представлення параметрів L використаний у роботі [109].

Таким чином, спрощена теорія може враховувати вплив поверхневих шарів на зчеплення. Втім, експериментальна перевірка такої теорії [116, 117] показала, що з достатньою точністю для практичного використання додаткові складові можна не враховувати.

Забезпечення можливості дослідження нееліптичного контакту. Одним із припущень (і обмежень) при постановці спрощеної теорії [68] є еліптичність зони контакту, що значно знижує можливості застосування теорії.

У роботі І. Піотровки [112] наголошується, що сам алгоритм FASTSIM не накладає обмежень на форму зони контакту. Труднощі полягають у знаходженні параметрів L . Рішення полягає в тому, що область контакту розбивається на ряд прямокутних підобластей, кожна з яких замінюється рівним їй площею еліпсом. Потім для кожного з еліпсів знаходяться параметри L і вирішується завдання взаємодії.

Точна теорія (Exact Theory). Точними називають теорії, у яких не вводиться ніяких додаткових припущень, крім припущень, прийнятих під час постановки контактної задачі Герца. У таких рішеннях залежність між дотичними переміщеннями і дотичними зусиллями зазвичай береться з теорії пружних напівпросторів (завдання Буссінеска).

Є досить багато рішень задачі у точній постановці [64, 107, 118, 119, 120, 121 та ін.]. Більшість їх – чисельні, оскільки аналітичне рішення становить великі труднощі. Розроблено лише кілька наближених аналітичних рішень для випадку, коли тіла, що контактують, апроксимуються поліномами другого ступеня, наприклад роботи [73, 119, 120].

Дж. Калкер у роботах [64, 117] розглянув тривимірне завдання кочення зі ковзанням для еліптичного контакту та різних варіантів подання закону тертя, а в роботах [117, 122] використав для вирішення задачі принцип віртуальної роботи:

$$\min \Phi(\sigma, \vec{\tau}) = \int_A (h + 0.5u_z) \sigma dA + \int_A (W + 0.5\vec{u} - \vec{u}') dA, \quad (3.16)$$

де A – прямокутна область, що описує зону контакту;

h – жорстке зближення тіл;

u_z – пружне зміщення у вертикальному напрямку;

W – жорстке зміщення тіл, викликане їх відносним ковзанням;

$\bar{u} = [u_x, u_y]^T$ – пружне зміщення у горизонтальному напрямку;

\bar{u}' – пружне зміщення на попередньому етапі інтегрування.

Для вирішення задачі (3.16) Дж. Калкером розроблений чисельний алгоритм, описаний в [122]. Програмна реалізація цього алгоритму дістала назву CONTACT. І хоча програма CONTACT не використовується безпосередньо при моделюванні руху рухомого складу (через малу швидкість рішення), вона стала фактичним стандартом. Результати, одержувані з допомогою інших рішень, часто порівнюються з результатами, які отримані у програмі CONTACT, наприклад, [75].

При цьому розроблено методику використання програми CONTACT при моделюванні руху. Попередньо розраховують необхідні варіанти взаємодії колеса з колією. Результати містяться у базі даних. Далі, під час проведення розрахунків ці дані витягуються за допомогою спеціально розробленої програми USETAB, яка, за необхідності, здійснює відповідну інтерполяцію.

Ґрунтуючись на результатах [71, 72], О.Л. Голубенко [70, 123] розробив розв'язання задачі кочення зі ковзанням варіаційним методом. При формулюванні закону тертя передбачалося $\mu_{cm} > \mu_k$, що дозволяє краще відобразити у вирішенні реальні умови контактування.

Вихідна гранична задача зведена до еквівалентної варіаційної задачі пошуку мінімуму квадратичного функціоналу:

$$\min\{\Phi[\bar{\tau}, \bar{s}(\bar{\tau})]\} = \min_U \int [\mu\sigma|\bar{s}(\bar{\tau})| - \bar{\tau}v]dU. \quad (3.17)$$

Далі варіаційне завдання (3.17) замінювалося кінцевим завданням математичного програмування. Рішення останньої здійснювалося шляхом проєкції градієнта.

У роботах [70, 123] встановлено, що максимум на характеристиці зчеплення перевищує вираз $\mu_k P$ (рисунок 3.8, а) за наявності в області контакту деякої зони зчеплення, що становить 20-40% області контакту. На рисунку 3.8, б показано розташування зони зчеплення і зони ковзання при різних рівнях ковзання. Розрахунки проводилися для наступних умов контактування: профілі колеса та рейки нові за ГОСТ 11018-87 та ГОСТ 8161-75 відповідно; вертикальне навантаження 11500 Н; коефіцієнти тертя $\mu_{ст} = 0,4$, $\mu_k = 0,3$.

Л. Лі (L. Li) та Дж. Калкером отримано рішення для конформного контакту. Оскільки в цьому випадку не можна використовувати аналітичні залежності між зусиллями та переміщеннями (теорію пружних напівпросторів), необхідні залежності одержані за допомогою методу кінцевих елементів МКЕ [124].

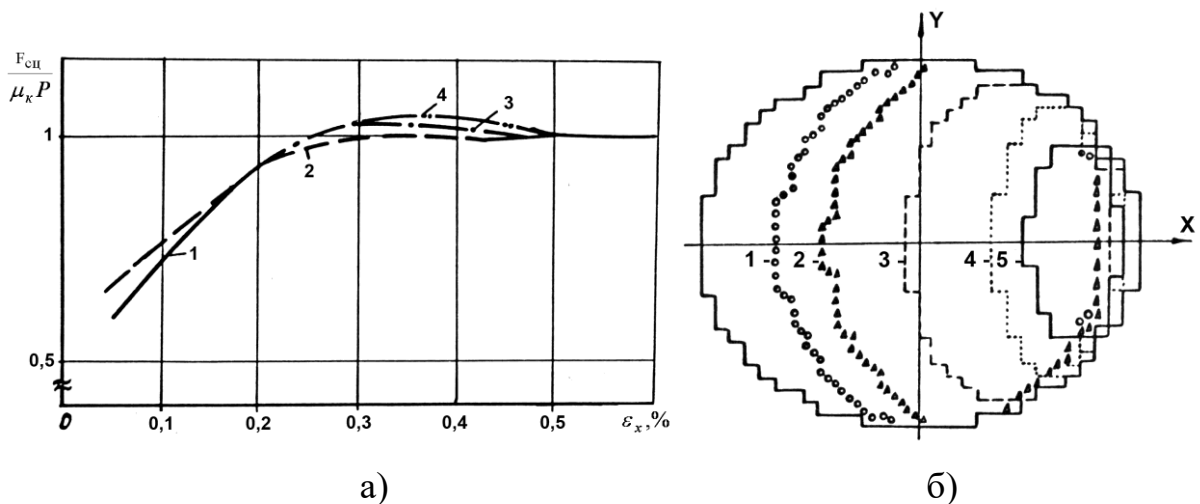


Рисунок 3.8 – Теоретична характеристика зчеплення [70]:

(а) при різному співвідношенні: 1 – 1; 2 – 1,2; 3 – 1,45; 4 – 1,7

(б) – розташування зони зчеплення і зони ковзання при різному ковзанні:

1 – 0,05%; 2 – 0,1%; 3 – 0,2%; 4 – 0,3%; 5 – 0,4%;

Ф. Бучер (F. Bucher) [125] розглянув двовимірне завдання кочення зі ковзанням з урахуванням експериментально вимірної шорсткості поверхонь коліс та рейок. Вихідна шорсткість була оброблена за допомогою фільтра з метою отримання комбінованої шорсткості. Тобто передбачалося, що одне з тіл абсолютно гладке, а друге має шорсткість, еквівалентну шорсткості обох тіл, а самі тіла апроксимувалися двома циліндрами (рисунок 3.9, а).

Моделювання нормальної та тангенціальної взаємодії колеса та рейки проводилося на основі теорії пружних напівпросторів чисельним способом. Як закон тертя використовувався закон тертя Кулона з постійним коефіцієнтом тертя.

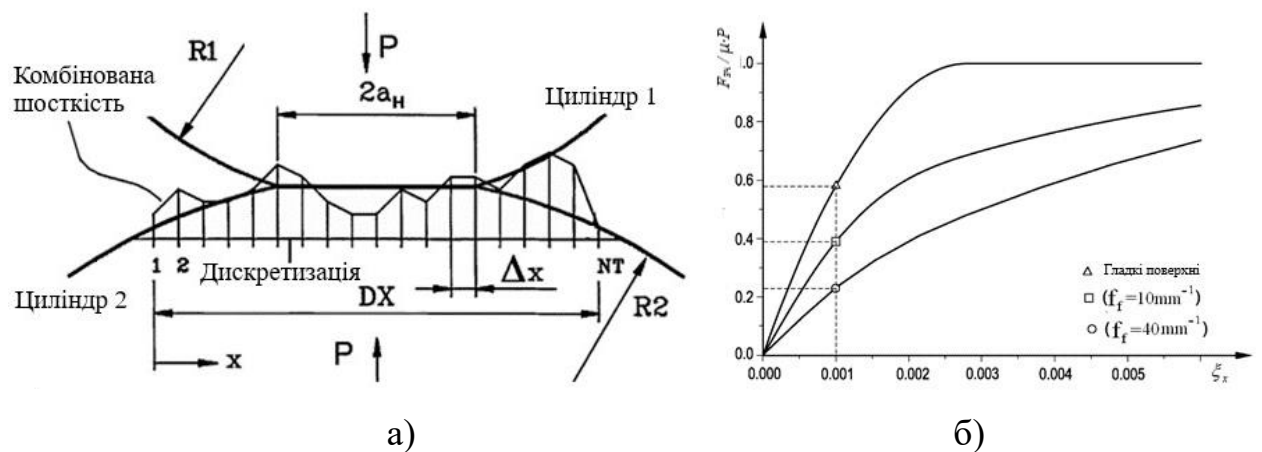


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема (а) та розрахункові характеристики зчеплення (б) при різних параметрах фільтра частоти нерівностей [125]

На рисунку 3.10, (а) і (б) показано розподіл нормальних, а (в) і (г) тангенціальних напруг по плямі контакту при різних параметрах фільтра f_f . На рисунку 3.10 σ_T і a_T позначені напруга і напівширина плями контакту відповідно, розраховані за Герцом. Червоною лінією на рисунку 3.10, (а) і (б) нанесено розподіл напруг по Герцу. На рисунку 3.10, (в) та (г) червоною лінією розподіл дотичних напруг для абсолютно гладких поверхонь при $F_{зч} / \mu P = 0,1$.

Як видно з рисунку 3.10, (а) і (б), на розподіл нормальних напруг значною мірою впливають параметри шорсткості. Локальна нормальна напруга в зоні контакту може в 10 і більше разів перевищувати передбачені за формулою (3.6).

На рисунку 3.9, б наведено розрахункові характеристики зчеплення для різних параметрів шорсткості, з якого видно, що величина критичного ковзання для шорстких поверхонь колеса та рейки більша порівняно зі значенням, отриманим для гладких поверхонь. Цей результат узгоджується з експериментальними даними, оскільки теоретичні розрахунки, виконані для гладких поверхонь, дають занижене значення критичного ковзання.

Аналогічний підхід до моделювання зчеплення продемонстровано К. Томвергером (С. Tomberger) у роботі [126]. Вихідними даними цієї моделі є: об'ємна температура колеса та рейки; швидкості їхнього руху як твердих тіл; параметри шорсткості; наявність у контакті рідкої фази; номінальна площа контакту та номінальна нормальна напруга. Крім того, враховуються властивості матеріалів колеса та рейки; властивості рідкої фази, що знаходиться в контакті; топографія поверхонь. Результатом моделювання є розподіл температур по плямі контакту та сила зчеплення.

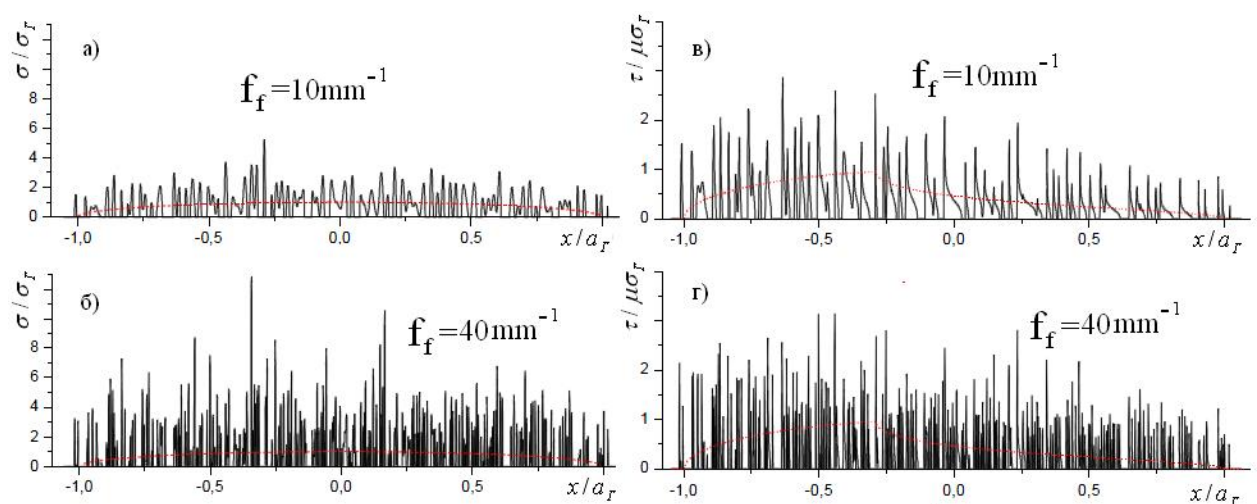


Рисунок 3.10 – Розподіл нормальних (а, б) та тангенціальних (в, г) напруг при різних параметрах фільтра частоти нерівностей та $F_{зч} / \mu P = 0,1$ [125]

Для визначення номінальної плями контакту та розподілу номінальної нормальної напруги може бути використане будь-яке чисельне або аналітичне рішення, наприклад, рішення Герца.

Модель контактування колеса з рейкою складається з чотирьох взаємопов'язаних підмоделей: «температура в контакті»; «мікроконтакт»; «рух рідкої фази»; «тангенційний контакт».

При розрахунку температурного поля (модель «температура в контакті») тіла представлені напівпросторами. Тепловиділення відбувається на фактичній площі контакту і поширюється на обидва тіла в рівних частинах. Результируюча температура сприймається як суперпозиція окремих рішень.

Модель «мікроконтакт» призначена для визначення фактичної площі контакту та нормальних напруг на ній. Вихідними даними є параметри шорсткості поверхонь, залежність властивостей матеріалів колеса і рейки від температури, номінальні контактні напруги і гідростатичний тиск.

Модель «тангенціальний контакт» є алгоритм, аналогічний алгоритму FASTISM, і призначена для визначення зон зчеплення і ковзання, і навіть розподілу істинного ковзання по плямі контакту.

Модель «рух рідкої фази» розглядає потік рідкої фази між нерівностями.

Приклад результатів, одержуваних за допомогою моделі [126], наведено на рисунку 3.11. Перевагою моделі є те, що в ній враховано багато факторів (параметри шорсткості поверхні, наявність рідкої фази в контакті, швидкість руху та інші), що впливають на зчеплення. Недоліком є невелика швидкість розрахунків, що дозволяє використовувати модель безпосередньо під час проведення розрахунків руху екіпажу.

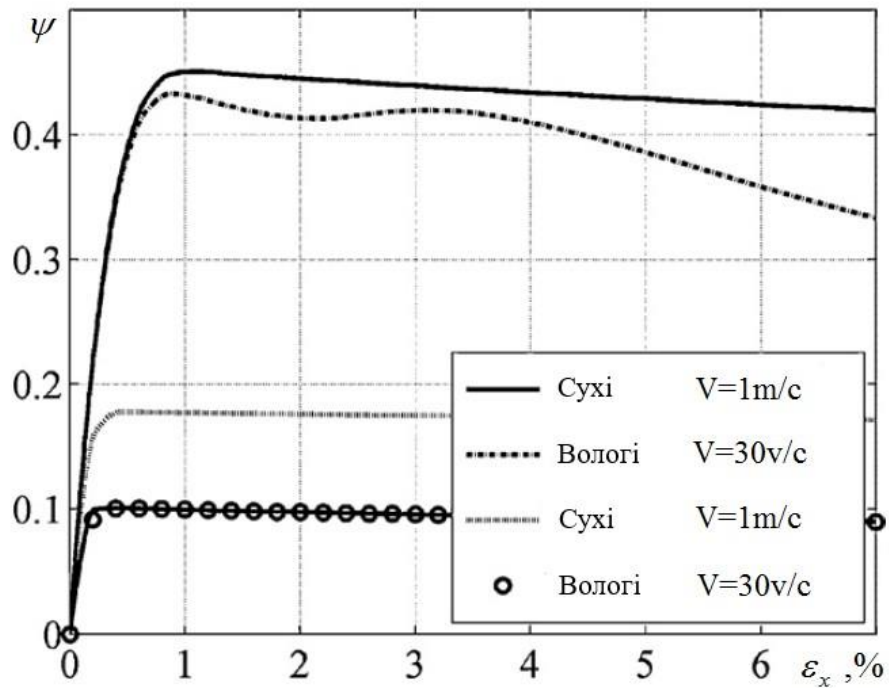


Рисунок 3.11 – Розрахункові характеристики зчеплення [126]

Інші рішення. У роботі О. Полаха (O. Polach) [127] вирішено завдання визначення сили зчеплення тіла, що котиться, з основою. Вважається, що форма плями контакту – еліпс, а нормальні напруження розподілені за Герцом (3.6). Також як і при постановці лінійної теорії, передбачається, що дотичні напруги пропорційні відстані від набігаючого краю. Проте, на відміну лінійної теорії, дотичні напруги обмежені виразом (рисунок 3.3, лінія 2) і отримано такий вираз для сили зчеплення:

$$F_{зч} = \frac{2P\mu}{\pi} \left(\frac{\nu}{1+\nu^2} + \arctg\nu \right), \quad (3.18)$$

де $\nu = \frac{2a^2bC}{3P\mu} \varepsilon$ – градієнт тангенційної напруги;

C – коефіцієнт.

У разі, якщо розглядається лише поздовжнє відносне ковзання ε_x , коефіцієнт C дорівнює коефіцієнту Калкера C_{11} . Крім математичної моделі, наводиться також її програмна реалізація у вигляді Fortran підпрограми ADH.

На прикладі моделювання руху чотиривісного локомотива в програмному комплексі ADAMS/Rail, автор [127] провів порівняння результатів, отриманих під час використання підпрограми ADH з результатами, отриманими з використанням пакету FASTSIM, що реалізує спрощену модель Дж. Калкера. Показано, що ADH значно перевищує FASTSIM за швидкодією, що не дивно, оскільки ADH реалізує аналітичне рішення, а FASTSIM – чисельне. Приклад результатів, одержуваних за допомогою програми ADH, наведено на рисунку 3.5.

Як видно з рисунка, модель, розроблена в [127] дозволяє моделювати тільки висхідну гілку характеристики зчеплення, що обмежує сферу її застосування. Зокрема, не можна моделювати рух рухомого складу як тяги чи гальмування.

Для усунення цього недоліку, у пізнішій роботі [128] О. Полах запропонував поєднати модель [127] з моделлю, що описує залежність коефіцієнта тертя ковзання від швидкості ковзання, виразом (3.14). У трактуванні [128] у формулі (3.14) $A = \mu_{\infty} / \mu_{cm}$ – відношення значення коефіцієнта тертя ковзання при нескінченній швидкості ковзання до максимального коефіцієнта тертя, а B – коефіцієнт;

На думку О. Полаха, комбінація залежності коефіцієнта тертя ковзання від швидкості ковзання між колесом і рейкою у вигляді (3.14), і зменшення коефіцієнтів, що використовуються в моделі [127] Калкера C_{11} , C_{22} , C_{33} , C_{23} дозволяє побудувати всю характеристику зчеплення як залежність коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання, вираженого у відсотках. При цьому забезпечується задовільний збіг з експериментально отриманими залежностями. Приклад такого моделювання наведено на рисунку 3.12.

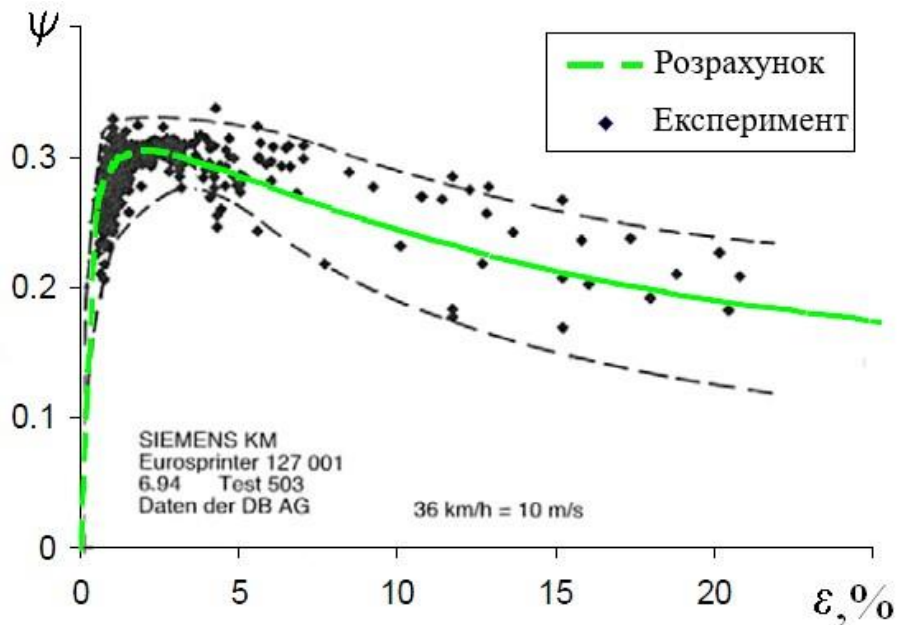


Рисунок 3.12 – Порівняння розрахункової характеристики зчеплення з експериментальними даними [128]

До недоліків моделі [128] можна віднести той факт, що вона не дає можливості отримати розподіл параметрів (нормальних та дотичних напружень, роботи сили тертя тощо) по плямі контакту. Тому область застосування моделі обмежена моделюванням динамічної поведінки рухомого складу без можливості дослідження міцності, формозміни (зносу) коліс і рейок, і т.п.

3.3 Теорії другої групи

При побудові теорій другої групи [62, 76-81, та ін.] передбачається, що до настання боксування (юз) в контакті колеса з рейкою реалізується тертя спокою (попереднє зміщення), і всю площу контакту (або її центральну частину) займає зона зчеплення, а після зриву колеса у боксування – зона ковзання. Таке уявлення процесу зчеплення дозволяє поширити одержувані результати не тільки на трогання з місця, юз, боксування на місці та боксування з великими швидкостями (граничні випадки, коли коефіцієнт

зчеплення можна розглядати як коефіцієнт тертя спокою і коефіцієнт тертя ковзання, відповідно), але і на процес кочення зі ковзанням.

У своїй роботі [62] М.І. Глушко стверджує, що зчеплення є реалізацію явища попереднього зміщення при взаємодії колеса з рейкою в процесі кочення колісної пари. Як і попереднє зміщення, фрикційна взаємодія коліс з рейками реалізується при дійсному ковзанні по краях зони контакту, і нерухомому всередині зони. Максимальна сила зчеплення при коченні колісної пари по рейках є інтегральною силою тертя при різній швидкості відносного прослизання контактних поверхонь колеса і рейки, і максимальний коефіцієнт зчеплення визначається величиною коефіцієнта тертя при середній швидкості відносного прослизання (дійсного ковзання) по всій зоні контакту.

Приклад результатів, одержуваних за такого підходу, наведено на рисунку 3.13.

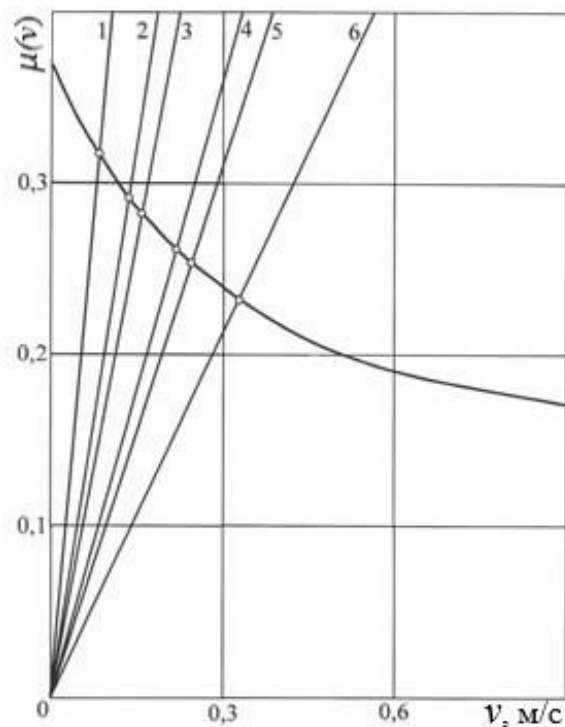


Рисунок 3.13 – Визначення швидкості ковзання колеса v під час кочення по рейці під дією максимальної тангенціальної сили, при відомій залежності коефіцієнта тертя від швидкості ковзання $\mu(v)$:

1 – $v = 14$ м/с, $P = 50$ кН; 2 – $v = 14$ м/с, $P = 110$ кН; 3 – $v = 28$ м/с, $P = 50$ кН; 4 – $v = 42$ м/с, $P = 50$ кН; 5 – $v = 28$ м/с, $P = 110$ кН; 6 – $v = 42$ м/с, $P = 110$ кН.

Слід зазначити, що визначення залежності $\mu(v)$ саме собою представляє складнощі. Крім того, даний підхід не дає жодної інформації про розташування зони контакту на поверхні коліс і рейок, а також розподіл напруги по зоні контакту.

У роботі Л.В. Гойхмана та А.А. Дронова [81] автори припустили, що граничне значення коефіцієнта зчеплення дорівнює значенню коефіцієнта тертя спокою. Таке припущення дозволило їм оцінити максимальне значення коефіцієнта зчеплення, використовуючи молекулярно-механічну теорію тертя. Визначивши параметри шорсткості поверхонь коліс та рейок, для деформаційної складової коефіцієнта тертя отримано значення $\mu_d = 0,04-0,08$ залежно від величини вертикального навантаження на колесо. Експериментально виміряна молекулярна складова становила $\mu_m = 0,167-0,171$. Таким чином, величина коефіцієнта зчеплення (або, за термінологією [81], коефіцієнта тертя спокою) становить $\psi_{max} = 0,21-0,23$. Причому потрапляння в зону контакту різних забруднень (вода, мало) зменшує це значення, а потрапляння мокрого піску – збільшує.

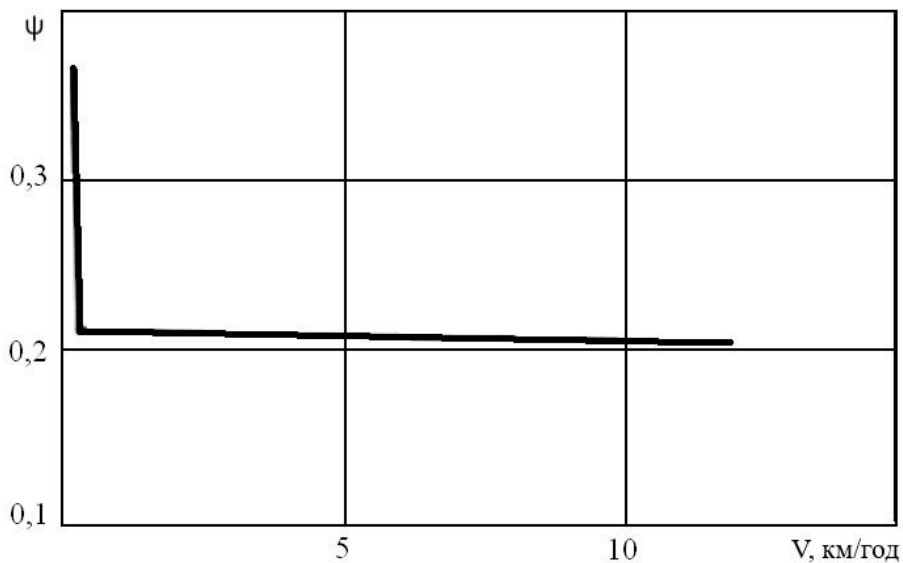
Слід зазначити, що максимальні значення коефіцієнта зчеплення, експериментально заміряні в умовах експлуатації, набагато (до двох разів) перевершують передбачене значення.

Ще одним прикладом моделі, побудованої за схемою взаємодії колеса з рейкою, характерною для моделей другої групи, є роботи Г.В. Самме [76-79]. У них, на основі молекулярно-механічної теорії тертя, він встановив залежність зближення, фактичної площі контакту та повної сили тертя спокою від часу формування контакту при пружно-пластичних деформаціях мікроставів контактуючих тіл; залежність повної сили тертя спокою від часу дії тангенціального навантаження, з використанням співвідношення, що описує реологічні властивості металу в суттєво нелінійній ділянці деформування при пружно-пластичній роботі матеріалу; теоретичну залежність потенційного коефіцієнта зчеплення колісної пари від швидкості руху; теоретично та експериментально вивчив зміну сили тертя фрикційного

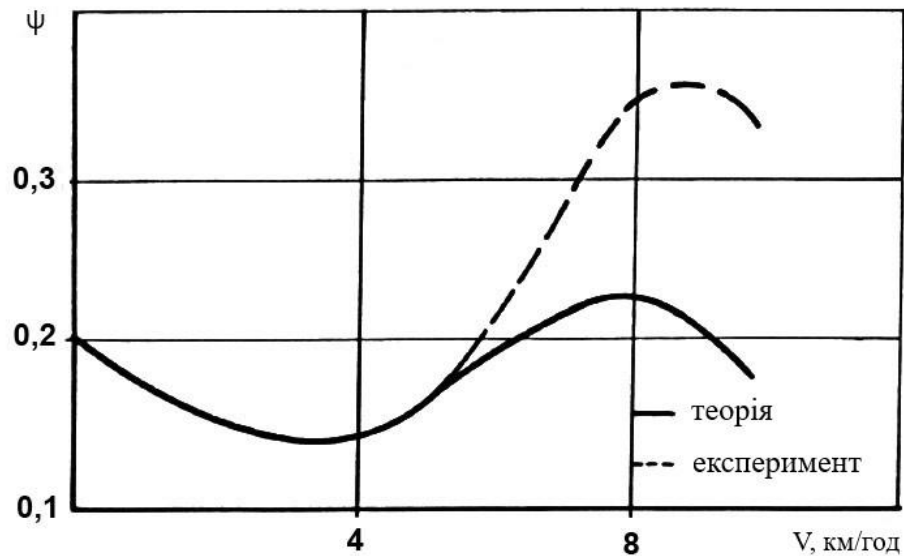
контакту «колесо-рейка» у процесі боксування; явище зростання потенційного коефіцієнта зчеплення при короткочасних процесах боксування.

Основні результати роботи зображено на рисунку 3.14. Як очевидно з рисунку 3.14, а зі збільшенням швидкості руху локомотива від 0 до 0,6 км/год відбувається зменшення коефіцієнта зчеплення з 0,4 до 0,21. Подальше збільшення швидкості руху не впливає на коефіцієнт зчеплення. На думку автора, єдиним способом реалізувати коефіцієнт зчеплення, що перевищує значення 0,21 є короткочасний процес боксування. У цьому випадку (рисунок 3.14, б) відбувається розігрів поверхонь тертя і зростання, рахунок цього, коефіцієнта зчеплення.

На рисунку 3.14, б суцільною лінією показана теоретична, а пунктирною – експериментальна крива. Розбіжність результатів автор пояснив тим, що в розрахунку не враховано вплив наростів із продуктів зносу та видозміну наростів у міру підвищення температури.



а)



б)

Рисунок 3.14 – Залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості руху локомотива (а) та залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості жорсткого ковзання (б) [77]

3.4 Теорії третьої групи

У теоріях третьої групи ігнорується можливість існування зони зчеплення. Передбачається, що вся зона контакту зайнята зоною ковзання [82-88 та ін]. Таке припущення дозволяє застосувати досягнення трибології у вивченні тертя ковзання взаємодії колеса з рейкою.

Х. Чен (H. Chen) розглянув контакт шорстких поверхонь колеса та рейки в плоскій [82], а пізніше [83] – у просторовій постановці, в умовах пружногідродинамічного мастила. Розроблена модель заснована на модифікованому рівнянні Рейнольда, отриманому з концепції середнього потоку між шорсткими поверхнями, пружної деформації контактуючих поверхонь, викликаній дією гідродинамічного тиску і тиску в контактні шорсткостей.

Модель дозволяє досліджувати вплив швидкості руху, температури води, параметрів шорсткості та їх орієнтації на коефіцієнт зчеплення, який у роботі [83] визначається так:

$$\psi = \frac{\mu_{жс} \int_U p(x, y) dU + \mu \int_U \sigma(x, y) dU}{P}$$

де $\mu_{жс}$ – коефіцієнт зсуву;

$p(x, y)$ – гідродинамічний тиск;

$\mu, \sigma(x, y)$ – коефіцієнт тертя і нормальні напруги в контакті шорсткостей.

Авторами [83] зроблено висновок, що, отримані ними теоретичні результати узгоджуються з експериментальними даними рисунок 3.15. Схожа модель представлена у роботі [84].

Моделі [82-84] дозволяють оцінити максимальне значення коефіцієнта зчеплення, але не дозволяють побудувати характеристику зчеплення, що вважається їх недоліком.

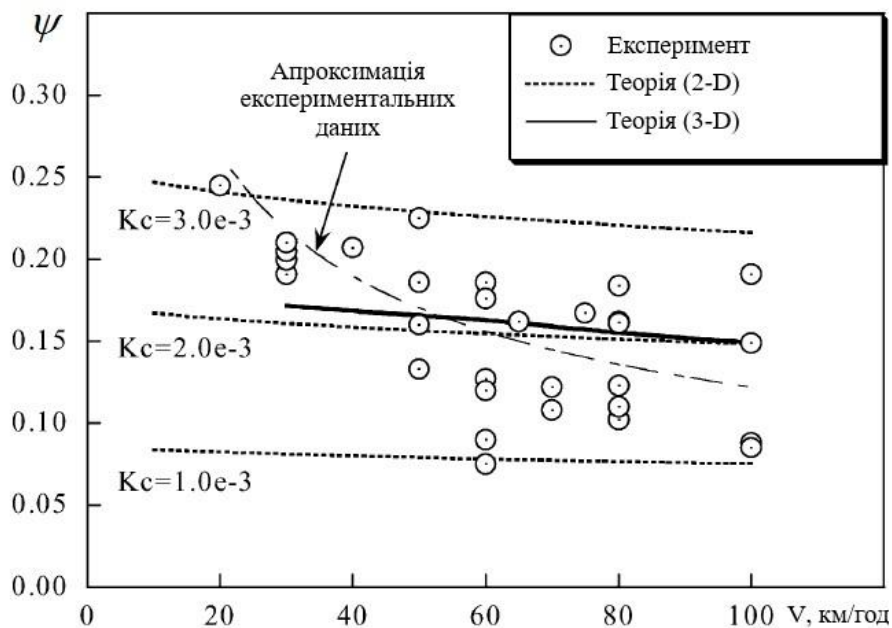


Рисунок 3.15 – Залежність коефіцієнта зчеплення швидкості руху [84]

Напівемпірична модель зчеплення представлена А.І. Костюкевичем у роботі [85]. Завдання сформульовано наступним чином: при заданих функціях $\sigma(x, y)$, $\vec{v}(x, y)$ та $\mu(\theta)$ в області U знайти вектор – функцію $\vec{\tau}(x, y)$ за умовою:

$$\vec{\tau} = \sigma(x, y)\mu(\theta)\vec{v}(x, y)/|\vec{v}(x, y)|$$

Область U (форма та розмір плями контакту) та розподіл по ньому нормальних напруг $\sigma(x, y)$ знайдено з вирішення нормальної контактної задачі, яке може бути здійснено будь-яким способом (аналітично чи чисельно). Вектор жорсткого ковзання $\vec{v}(x, y)$ визначається рішенням задачі руху екіпажу. Залежність коефіцієнта тертя від температури контакту $\mu(\theta)$ – експериментально. Сила зчеплення обчислюється за такою формулою $\vec{F}_{зч} = \int_U \vec{\tau} dU$.

Складність полягає в тому, що невідомим є розподіл температури $\theta(x, y)$ області U , який має бути знайдено в ході рішення. Деталі методики чисельного розрахунку поля температур викладено у [70, 85].

Як зазначено вище, функція $\mu(\theta)$ визначається експериментально, з використанням оригінальної машини тертя [27, 70, 85, 129]. На рисунку 3.16 представлені зразки експериментальних залежностей для різних фрикційних станів контактуючих поверхонь характерних для умов шахт [130].

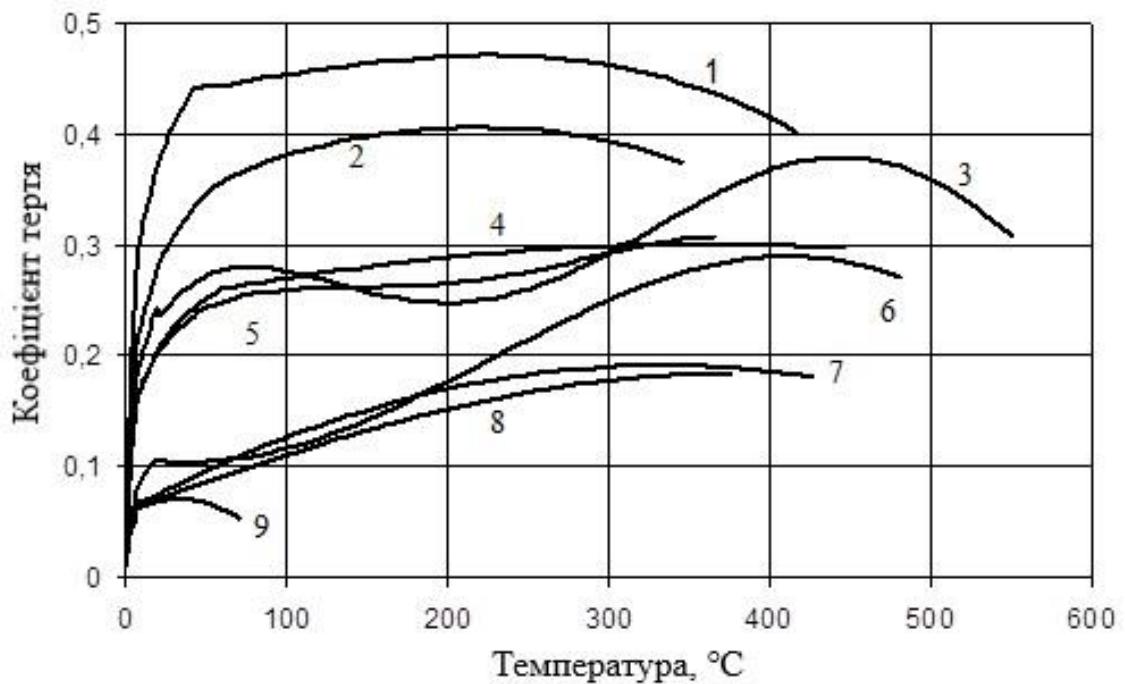


Рисунок 3.16 – Залежність коефіцієнта тертя при коченні з ковзанням від температури в контактi за різних фрикційних умов [130]:

- 1 – вугільний пил тонким шаром; 2 – породний пил тонким шаром; 3 – чиста, суха рейка; 4 – породний пил товстим шаром; 5 – вугільний пил товстим шаром; 6 – рейка покрита водою; 7 – рідка вугільно-породна суміш; 8 – обводнена вугільно-породна суміш; 9 – олія моторна.

Модель [70, 85] дозволяє досліджувати напружено-деформований стан контакту колеса з рейкою $\sigma(x, y)$, $\bar{\tau}(x, y)$, температурне поле $\theta(x, y)$, роботу сил тертя $A_{mp}(x, y) = |\bar{\tau}(x, y)| |\bar{v}(x, y)| dt$, вплив на силу зчеплення вертикального навантаження та ступеня зносу контактуючих тіл та інші актуальні питання.

На рисунку 3.17 представлені характеристики зчеплення, розраховані за моделлю [70, 85] при тих самих фрикційних умовах, як і на рисунку 3.16.

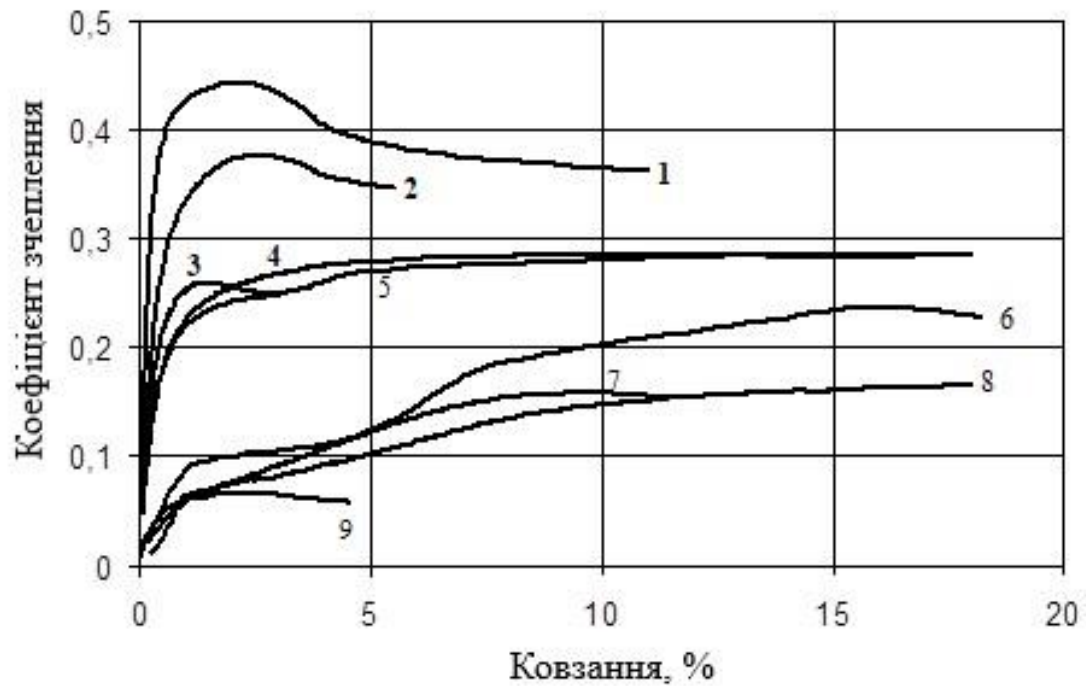


Рисунок 3.17 – Розрахункові характеристики зчеплення за різних фрикційних умов [130]: 1 – вугільний пил тонким шаром; 2 – породний пил тонким шаром; 3 – чиста, суха рейка; 4 – породний пил товстим шаром; 5 – вугільний пил товстим шаром; 6 – рейка покрита водою; 7 – рідка вугільно-породна суміш; 8 – обводнена -вугільно-породна суміш; 9 – масло моторне

У трибології активно розвивається концепція «третього тіла» [59, 131]. Відповідно до неї фрикційна взаємодія визначається властивостями поверхонь контактуючих тіл та проміжного середовища – «третього тіла». Ця концепція повністю підходить і контакту колеса з рейкою [132]. Так у роботах [86-89] фрикційна взаємодія коліс з рейками аналізується з погляду руху (перебігу) частинок, що утворюють третє тіло (flow of third body).

Усього розглядається п'ять потоків частинок (рисунок 3.18) [86-88]:

- внутрішній потік Q_s частинок, що відокремилися від взаємодіючих поверхонь;
- зовнішній потік Q_e , що відповідає часткам (зокрема, і штучного походження), які подаються у контакт ззовні;
- внутрішній потік Q_i сформованого третього тіла;

- зовнішній потік Q_r рециркуляції частинок, які знову потрапляють у контакт;
- зовнішній потік Q_w частинок зношування, які безповоротно відносяться з контакту.

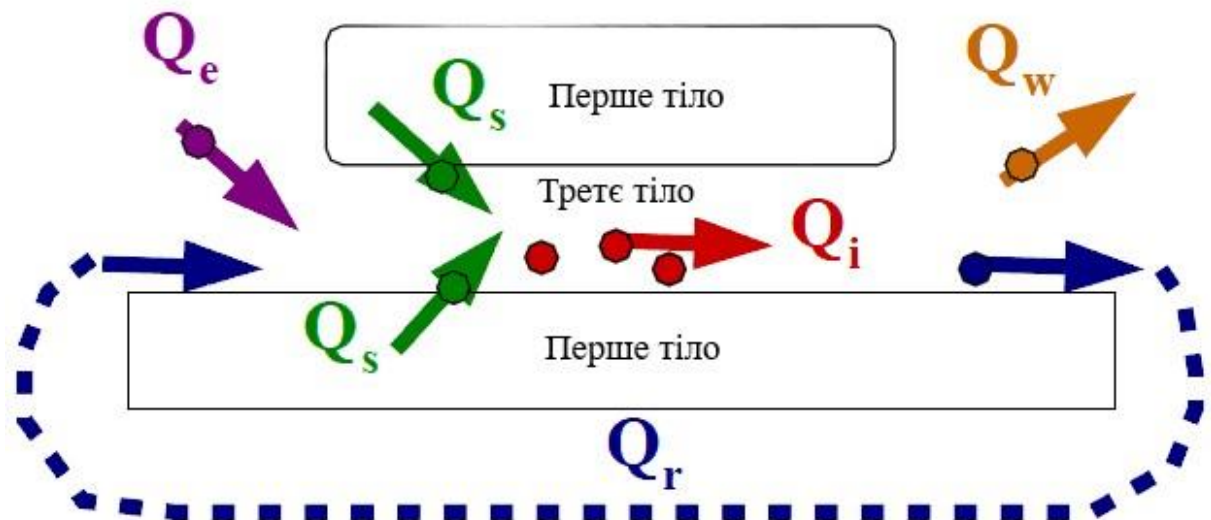


Рисунок 3.18 – Схема руху (перебігу) третього тіла

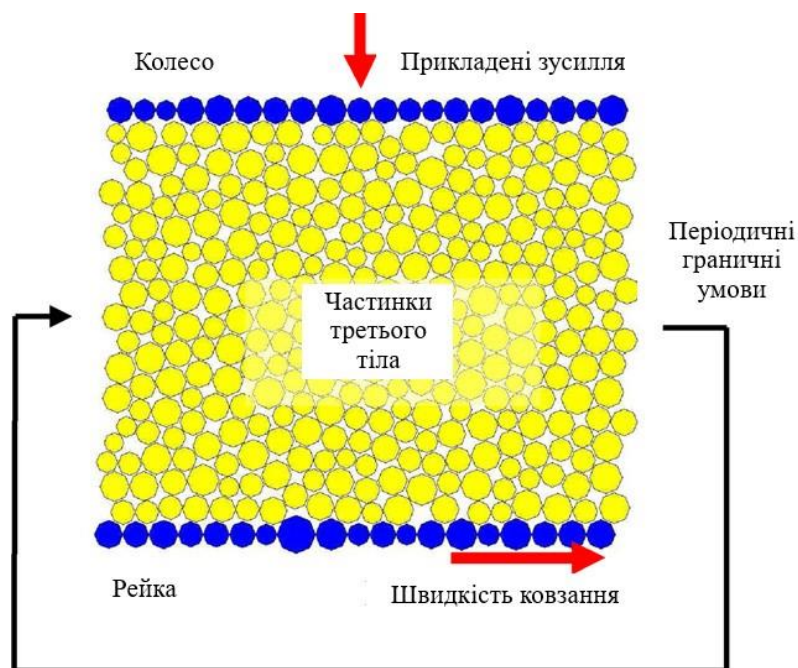
Виникнення характеристики зчеплення автори [86] пояснюють переважанням тих чи інших процесів, що проходять у третьому тілі (рисунок 3.2). При незначному ковзанні (що відповідає висхідній (лінійній) кривій характеристики зчеплення) відбувається значна адгезія та активація внутрішнього потоку Q_i . Далі адгезія зменшується, і активізуються потоки Q_s та Q_r . Цьому відповідає нелінійна частина властивості. Подальше збільшення ковзання викликає зменшення рівня адгезії при одночасному збільшенні (або без нього) зношування (потік Q_w).

Для моделювання руху (перебігу) третього тіла використовують різні модифікації методу частинок [133]: метод молекулярної динаміки (ММД), метод дискретних елементів (МДЕ) або метод клітинних автоматів (МКА). У літературі контакт «колесо-рейка» моделювався двома останніми методами.

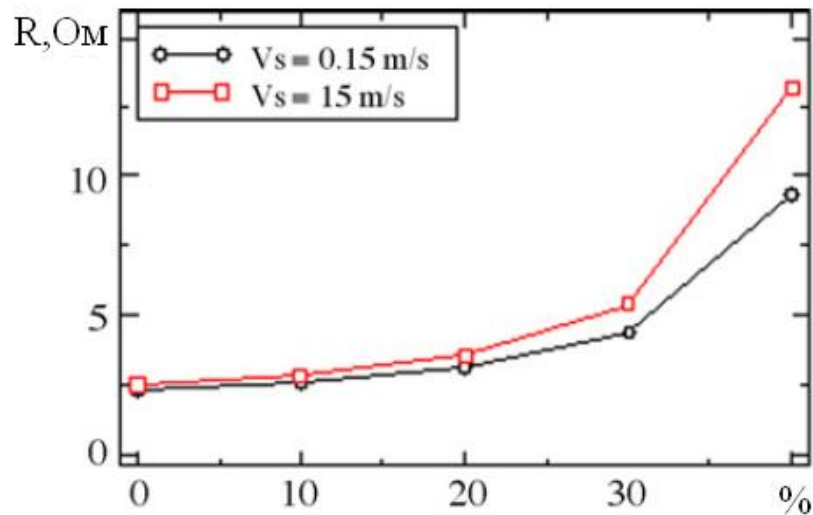
Так, у роботах [134, 135] використовується метод дискретних елементів для моделювання електричного опору контакту колеса з рейкою, викликаного наявністю третього тіла.

На рисунку 3.19, а [134] представлена розрахункова схема МДЕ процесу руху третього тіла між контактуючими поверхнями. Одні частинки третього тіла вважаються провідними, а інші – ізолюючими.

На рисунку 3.19, б наведена залежність опору контакту від кількості ізолюючих частинок при різних швидкостях ковзання. Як очевидно з рисунка, спостерігається значне зростання опору зі збільшенням кількості ізолюючих частинок понад 30%. Крім того, зі зростанням швидкості ковзання опір також збільшується.



а)



б)

Рисунок 3.19 – Розрахункова схема МДЕ (а) та залежність опору в контактi колеса з рейкою від кількості ізолюючих частинок третього тіла (б) [135]

У роботах [136, 137, 138, 139] розглянуто різні питання взаємодії колеса та рейки на основі методу клітинних автоматів. Роботи [128, 136, 137] присвячені вивченню впливу механічних властивостей контактуючих тіл, швидкості ковзання, шорсткості, тиску в контактi та температури на коефіцієнт тертя.

Розрахункова схема фрагмента, що моделюється, в початковий момент часу зображена на рисунку 3.20, а. Було проведено 34 обчислювальні експерименти для різних рівнів навантаження та швидкостей руху. Отримані дані апроксимувалися рівнянням виду (рисунку 3.20, б):

$$\mu = \mu_0 + \mu_1 \frac{k_1}{1+k_1} + \mu_2 \frac{I}{1+ck_2}, \quad (3.19)$$

де $k_1 = \frac{\rho v^2 E}{\sigma_0}$, $k_2 = \frac{PE}{\sigma_0}$ – безрозмірні параметри;

μ_0, μ_1, μ_2, c – коефіцієнти;

ρ, σ_0 – щільність та межа міцності матеріалів колеса та рейки.

З урахуванням шорсткості поверхонь, рівняння (3.19) набуло остаточного вигляду [138]:

$$\mu = 0,15 + 1020 \frac{\sigma_0}{E} - 2 \cdot 10^7 \left(\frac{\sigma_0}{E} \right)^2 - 1,6 \cdot \left(\frac{\sigma_0}{E} \right)^2 \ln \left(2,5 \cdot 10^5 + 129 \frac{E}{\sigma_0} \right) + 0,0442 \frac{\rho v^2 E / \sigma_0}{1 + 0,195 \rho v^2 E / \sigma_0}$$

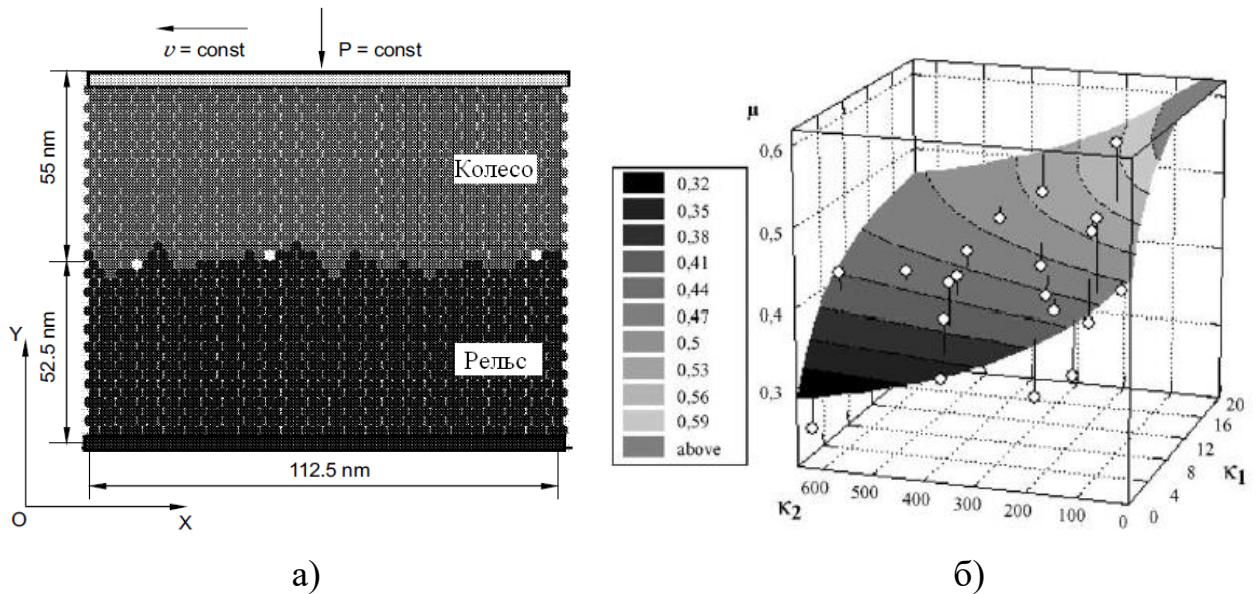


Рисунок 3.20 – Розрахункова схема МКА (а) [136] та залежність коефіцієнта тертя від безрозмірних параметрів κ_1 та κ_2 (б) [138].

Вплив температури враховується за допомогою функціональної залежності. У роботі [139] вивчається зміна шорсткості поверхні під час стохастичного навантаження. Рисунок 3.21 демонструє цей процес. На ньому сірим кольором зображено шар поверхні, який постраждав під час тертя.

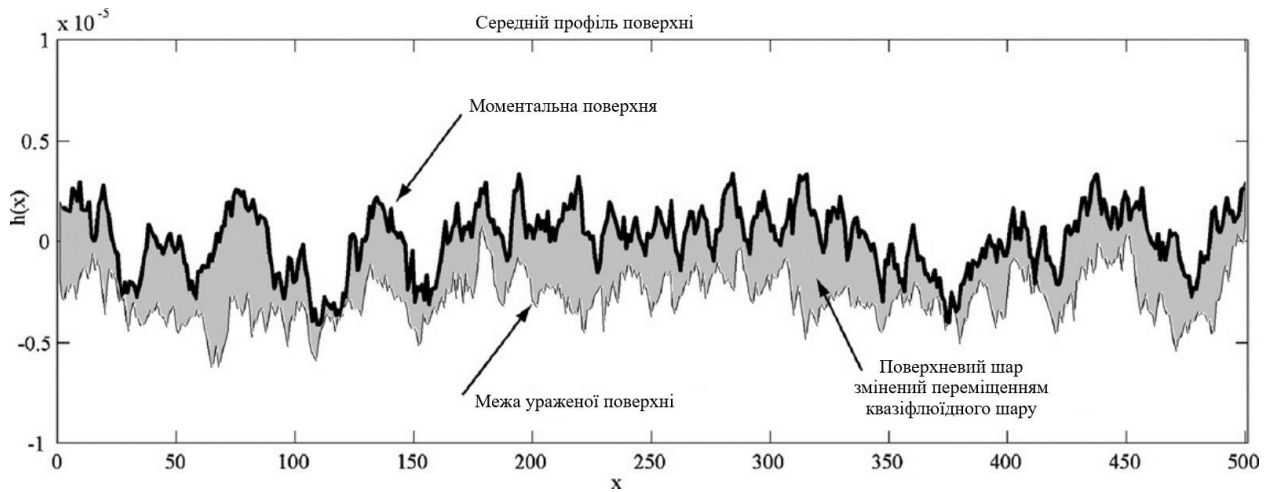


Рисунок 3.21 – Зношування контактуючої поверхні за рахунок тертя [139]

3.5 Теорії четвертої групи

У теоріях, віднесених до четвертої групи, використовуються найрізноманітніші підходи до моделювання взаємодії коліс із рейками.

У роботі [90], ґрунтуючись на інженерному методі побудови поля ліній ковзання, отримано значення коефіцієнта тертя шляхом чисельного вирішення запропонованих у роботі рівнянь.

Основним недоліком цього рішення є ігнорування фрикційного стану поверхонь, а воно, як відомо, надає вирішальний вплив на тертя.

Дослідженню процесів взаємодії колеса з рейкою на основі математичної теорії властивостей циклоїди присвячено роботу А.М. Теплякова [90]. На думку автора, застосування теорії циклоїди дає можливість математично коректно визначати значення швидкостей будь-якої точки на ободі колеса. Відповідно до теорії циклоїди, цілком коректно визначаються: характер взаємодії гребенів з рейками; шлях і робота в зоні контактування, які перетворюються на енергію тертя і знос гребенів. Одночасно характер траєкторії руху точки гребеня дозволяє розрахувати імовірнісні значення сил реакції рейки, що створюють опір руху.

У рішенні [90] не враховується ковзання колеса щодо рейки, викликане прикладанням крутячого (гальмівного) зусилля. Цей фактор може мати вирішальний вплив на знос.

На реалізацію сили зчеплення коліс локомотива з рейками впливає багато факторів, що діють випадковим чином. Тому вивчення механіки зчеплення можливе застосуванням апарату теорії ймовірностей і математичної статистики. Такий підхід до задачі зчеплення розроблено І.П. Ісаєвим у [63, 91, 92]. Він зручний для дослідження динамічного розподілу сил тяги між локомотивами, для імітаційного моделювання тягово-енергетичних показників руху поїздів тощо.

Однак для вирішення ряду задач бажані детерміновані методи аналізу явищ, що відбуваються в контактні колеса з рейкою. Як зазначається в [63], було б неправильним протиставляти обидва ці методи, навіть певною мірою. І кожен із них має бути використаний залежно від поставленої задачі.

На сучасному етапі теоретичні моделі зносу коліс і рейок дають лише якісну картину. У роботі [93] С. Путко та К. Фуманік (S. Rytko, K. Furmanik) пропонують використовувати метод аналізу розмірностей для отримання кількісних оцінок зчеплення колеса з рейкою та їхнього зносу на основі експериментальних даних.

3.6 Аналіз моделей фрикційної взаємодії колеса з рейкою

У роботі А.Я. Когана [140] ідеться, що найбільша кількість робіт у сфері взаємодії колеса і рейки при коченні засновані на припущенні, у тому, що у сфері контакту утворюються дві зони – зона прослизання і зона зчеплення. Такий поділ області контакту на зони ніде експериментально не підтверджено і не є прозорим з фізичної точки зору.

Розглянемо деяку точку A^+ , що належить верхньому тілу (колесу) і що знаходиться у зоні контакту (рисунок 3.1). Ця точка в недеформованому стані (при $\vec{P} = 0$) має координати $A_n(X, Y, Z)$. Під дією нормального навантаження,

за рахунок пружності матеріалів контактуючих тіл точка переміститься і займе координату $A^+(X + u^+, Y + v^+, Z + \omega^+)$, де $(u^+ \vec{i} + v^+ \vec{j} + \omega^+ \vec{k}) = \vec{\rho}$ – вектор пружних зсувів.

У недеформованому стані точка A^+ має швидкість:

$$\vec{V}_n^+ = \frac{dx}{dt} \vec{i} + \frac{dy}{dt} \vec{j} + \frac{dz}{dt} \vec{k}$$

де: t – час;

$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – поодинокі орти, спрямовані вздовж осей координат.

Швидкість точки A^+ у деформованому стані:

$$\vec{V}_\partial^+ = \vec{V}_n^+ + \frac{d\vec{\rho}^+}{dt} = \vec{V}_n^+ + grad(\vec{\rho}^+) + \frac{\partial \vec{\rho}^+}{\partial t}$$

Провівши аналогічні міркування, отримаємо швидкість відповідної точки A^- нижнього тіла (рейки) у деформованому стані:

$$\vec{V}_\partial^- = \vec{V}_n^- + \frac{d\vec{\rho}^-}{dt} = \vec{V}_n^- + grad(\vec{\rho}^-) + \frac{\partial \vec{\rho}^-}{\partial t}$$

Справжня швидкість ковзання визначиться:

$$\begin{aligned} \vec{s} &= \vec{V}_\partial^+ - \vec{V}_\partial^- = (\vec{V}_n^+ - \vec{V}_n^-) + (\vec{V}_n^+ - \vec{V}_n^-) grad(\vec{\rho}^+ - \vec{\rho}^-) + \frac{\partial(\vec{\rho}^+ - \vec{\rho}^-)}{\partial t} = \\ &= (\vec{V}_n^+ - \vec{V}_n^-) + 0.5(\vec{V}_n^+ + \vec{V}_n^-) grad(\vec{\rho}^+ - \vec{\rho}^-) + 0.5(\vec{V}_n^+ - \vec{V}_n^-) grad(\vec{\rho}^+ + \vec{\rho}^-) + \frac{\partial(\vec{\rho}^+ - \vec{\rho}^-)}{\partial t}. \end{aligned}$$

Враховуючи, що $grad(\vec{\rho}^+ + \vec{\rho}^-) \ll 1$, $(\vec{V}_n^+ - \vec{V}_n^-) = \vec{v}$, $0.5(\vec{V}_n^+ + \vec{V}_n^-) \approx V$, і вважаючи процес кочення стаціонарним, отримаємо:

$$\vec{s} = \vec{v} + \vec{V} \text{grad}(\bar{\rho}^+ - \bar{\rho}^-). \quad (3.20)$$

Розділимо ліву та праву частини рівняння (3.20) на \vec{V} .

$$\frac{\vec{s}}{\vec{V}} = \vec{i} = \frac{\vec{v}}{\vec{V}} - \text{grad}(\bar{\rho}^+ - \bar{\rho}^-) = \vec{\varepsilon} - \text{grad}(\bar{\rho}^+ - \bar{\rho}^-), \quad (3.21)$$

де \vec{i} – відносне справжнє ковзання.

З аналізу формули (3.21) слідує висновок про те, що в зоні контакту тіла, що котиться, з основою може мати місце зона зчеплення (гіпотеза Рейнольця), якщо відносне ковзання не перевищує величину різниці пружних деформацій $\text{grad}(\bar{\rho}^+ - \bar{\rho}^-)$. Гіпотеза Рейнольця підтверджена та експериментально.

У роботі [60] описано результати, отримані на установці [141]. Вивчалось кочення обгумованого колеса по жорсткій основі, виконаної з полістиролу. Експеримент ґрунтується на тому, що фольговані тензорезистори при прокочуванні не руйнуються, якщо деформації не перевищують 1%. Тому тензорезистори просто наклеювалися на поверхню кочення та з їх допомогою визначалися деформації у зоні контакту.

Для випадку, коли обгумоване колесо є ведучим, результати наведено на рисунку 3.22. Зоні зчеплення відповідає ділянка (λ_i, β_i) де деформації постійні. Зона зчеплення знаходиться між двох зон ковзання (b, β_i) , $(\lambda_i, -b)$ і розташована ближче до набігаючого краю.

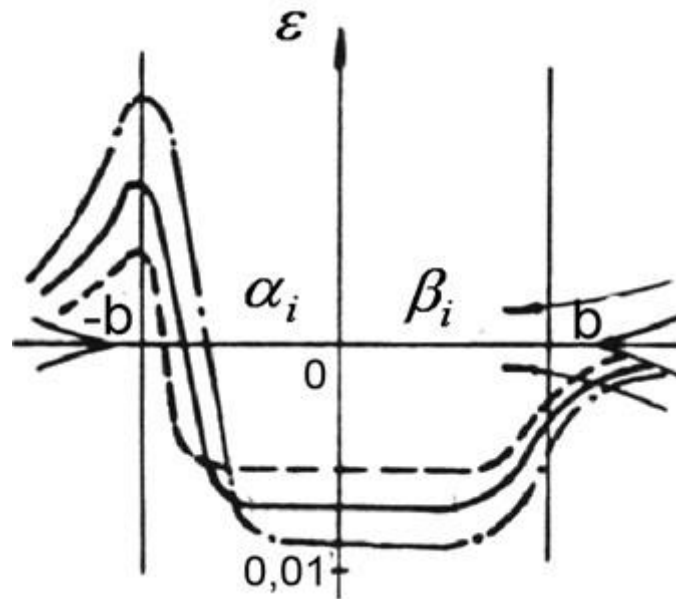


Рисунок 3.22 – Розподіл деформації вздовж зона контакту [60]

Робота [142] присвячена опису техніки експерименту, що дозволяє візуально спостерігати зони зчеплення та ковзання при різних видах жорсткого прослизання (подовжньому, поперечному, спині), а також їх комбінаціях. На рисунку 3.23 представлені результати теоретичного та експериментального визначення зон зчеплення та ковзання. Як бачимо з рисунка, ці результати практично збігаються.

Отже, гіпотеза Рейнольда знайшла як теоретичне, і експериментальне підтвердження.

У роботі [85] на основі аналізу експериментальних робіт [142, 143, 144, 145, 146, 147, 148, 149, 150, 151, 152, 153 та ін.] сформульовані загальні закономірності процесу зчеплення:

- зчеплення має своєю основою сили зовнішнього тертя;
- реалізація сили зчеплення неможлива без жорсткого ковзання колеса відносно рейки;
- явне зменшення коефіцієнта зчеплення зі зростанням швидкості руху пояснюється динамічним характером взаємодії коліс та рейок;

- критичне ковзання, що відповідає максимуму на характеристиці зчеплення, різними експериментаторами зафіксовано у широких межах (2-20 і навіть до 50%) залежно від фрикційних умов контактування;

- з погіршенням фрикційних умов контактування максимум на характеристиці зчеплення зменшується та зміщується до зони великих ковзань;

зі зростанням нормального навантаження на колесо коефіцієнт зчеплення зменшується.

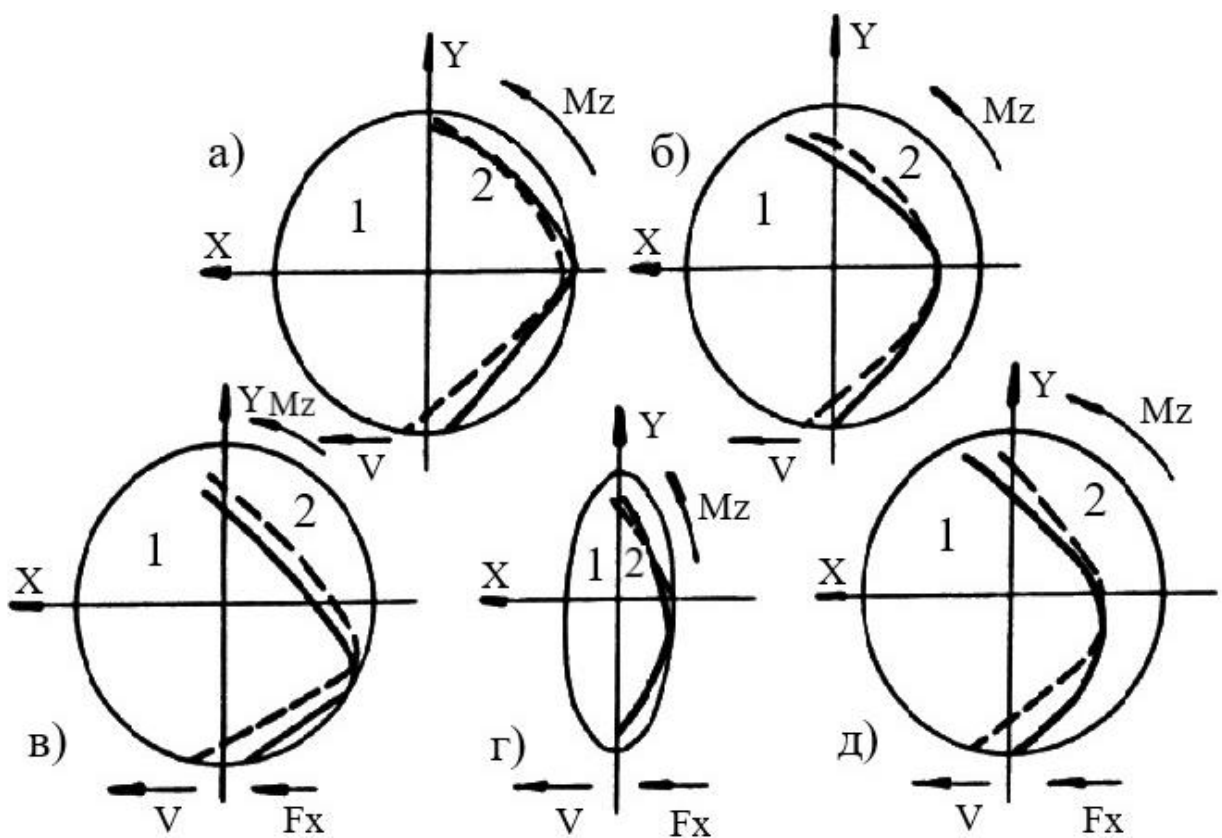


Рисунок 3.23 – Порівняння зон зчеплення (1) та ковзання (2)

Суцільними лініями позначені експериментальні результати,

пунктирними – теоретичні [142]

Порівняємо ці закономірності з теоретичними закономірностями, отриманими з допомогою теорії першої групи. Скористаємося залежністю величини жорсткого ковзання від прикладеного навантаження для випадку

кочення нескінченного циліндра по пружному напівпростору (двовимірне завдання) [154]:

$$v = V \frac{\mu \cdot a}{R} \left(\sqrt{1 + \frac{F_{зч}}{P\mu}} - 1 \right),$$

де: a – напівширина лінії контакту.

Розділимо ліву та праву частини рівняння на .

$$\varepsilon = \frac{v}{V} = \frac{\mu \cdot a}{R} \left(\sqrt{1 + \frac{F_{зч}}{P\mu}} - 1 \right). \quad (3.22)$$

Оцінимо критичне ковзання $\varepsilon_{кр}$. Прийmemo: $\mu = 0,33$; $a = 15$ мм; $R = 525$ мм. Як відомо, критичному ковзанню відповідає максимум сили зчеплення на характеристиці зчеплення і тому $F_{зч} = \mu P$. В результаті отримаємо $\varepsilon_{кр} = 0,004$. Таке значення $\varepsilon_{кр}$ є характерним для всіх теорій першої групи (рисунок 3.5).

З аналізу формули (3.22) можна зробити такі висновки:

- із зростанням жорсткого ковзання від нуля до $\varepsilon_{кр}$ коефіцієнт зчеплення зростає, після перевищення $\varepsilon_{кр}$ не змінюється (рисунок 3.2, пунктирна лінія);
- розрахункова величина $\varepsilon_{кр}$, залежно від математичних особливостей рішення, перебуває у діапазоні 0,01-1%;
- з погіршенням фрикційних умов контактування (зменшенням μ) критичне ковзання зміщується до зони менших ковзань (рисунок 3.5);
- зміна швидкості руху та вертикального навантаження не впливає на зчеплення.

Це підтверджує як якісну, так і кількісну розбіжність між теорією та експериментом. Насамперед, проглядається розбіжність між теоретичними і

експериментальними величинами $\varepsilon_{кр}$. Експериментально виміряні значення $\varepsilon_{кр}$ становлять від 2 до 20%, а теоретично передбачені менше 1%. Цей факт відзначається багатьма авторами [85, 125, 126, 155 та ін.].

Для пояснення факту звернемося до формули (3.21). Як зазначається вище, з її аналізу випливає, що в зоні контакту тіла, що котиться, з основою може мати місце зона зчеплення, якщо відносне ковзання не перевищує величину різниці пружних деформацій $grad(\bar{\rho}^+ - \bar{\rho}^-)$. Отже, величина $\varepsilon_{кр}$ визначається величиною пружних деформацій матеріалів колеса та рейки, і не може перевищити 1%.

Різниця між теоретичною та експериментальною величиною $\varepsilon_{кр}$ зменшується, якщо врахувати шорсткість поверхонь колеса та рейки [125] (рисунок 3.9, б). Втім, цей результат легко прогнозований. Для цього достатньо проаналізувати застосовувану в подібних розрахунках методику поділу області контакту на зону зчеплення і зону ковзання. Відповідно до неї, до зони ковзання відносять точки, в яких дотичні напруги перевершують добуток коефіцієнта тертя на нормальну напругу $\tau \geq \mu\sigma$. Чим більший зазначений добуток, тим більше може бути величина жорсткого ковзання, яка не викликає справжнє ковзання. Добуток може бути збільшено або за рахунок збільшення коефіцієнта тертя μ або, як у даному випадку, за рахунок збільшення σ . Причому, що вище напруги, то більше (рисунок 3.10, а і б, рисунок 3.9, б).

Таким чином, моделі першої групи дають занижене значення $\varepsilon_{кр}$. Виняток становить модель [128]. На рисунку 3.12 видно, що спостерігається хороша кореляція між теоретичними та експериментальними даними. Це не дивно, оскільки, фактично, модель є апроксимацією експериментальних даних двома рівняннями (3.18) та (3.14). Як зазначалося вище, модель [128] не дозволяє отримати розподіл параметрів (нормальних і дотичних напруг, роботи сили тертя тощо) по плямі контакту.

При використанні теорій першої групи спостерігається також розбіжність між теоретичними та експериментальними даними, пов'язана зі зміною фрикційних умов. При погіршенні фрикційних умов контактування (зменшення μ) теоретична величина $\varepsilon_{кр}$ зменшується (3.22), а експериментальна – збільшується.

Що стосується швидкості руху рухомого складу та навантаження на колесо, то теорії першої групи дозволяють оцінити їх вплив на коефіцієнт зчеплення підбором відповідного закону тертя, що є небажаним, оскільки значення коефіцієнта тертя, що реалізується, є не вхідним, а вихідним параметром системи.

З наведених міркувань випливає, що теорії першої групи мало адекватно описують експериментально отримані закономірності зміни коефіцієнта зчеплення.

Теорії другої групи дозволяють досліджувати вплив низки параметрів на коефіцієнт зчеплення, але на їх основі взагалі немає можливості пояснити утворення характеристики зчеплення.

Серед представлених моделей третьої групи як якісний, так і кількісний збіг з експериментальними даними демонструє модель [70, 85] (рисунок 3.17). Модель дозволяє досліджувати напружено-деформований стан контакту колеса з рейкою, температурні поля в контакті, зношування поверхонь та інші актуальні питання взаємодії колеса та рейки. Недоліком даної моделі є той факт, що з її допомогою можна досліджувати лише ті фрикційні стани, для яких експериментально отримано залежність $\mu(\theta)$.

Хотілося б відзначити моделі, побудовані з використанням МДЕ та МКА. Ці методи мають величезний потенціал для моделювання фрикційної взаємодії, у тому числі контакту колеса з рейкою. Вони дозволяють одночасно вивчати механічні, теплові, хімічні та інші явища, що супроводжують тертя. Але на даний час цими методами розглянуто лише деякі окремі випадки. Головним стримуючим фактором використання МДЕ та МКА є продуктивність обчислювальної техніки.

Моделі четвертої групи призначені для вирішення окремих проблем і не можуть використовуватися для пояснення процесів, що відбуваються в контакті.

Таким чином, в даний час не розроблено достатньо адекватного (повного) аналітичного рішення задачі фрикційної взаємодії колеса з рейкою у взаємозв'язку з параметрами екіпажу, режимами руху та поверхневими явищами на контактуючих поверхнях.

Висновки по розділу 3

У розділі проведено огляду робіт, у яких вивчається вид тертя кочення, що розглядає реалізацію сили зчеплення приводного колеса (локомотива, автомобіля, крана тощо) з основою (рейкою, дорожнім покриттям).

Встановлено, що залежно від схематизації процесів у зоні контакту, можна розглядати чотири групи теорій представлення та моделювання контакту «колесо-рейка».

При використанні теорій першої групи спостерігається також розбіжність між теоретичними та експериментальними даними, пов'язана зі зміною фрикційних умов.

Теорії другої групи дозволяють досліджувати вплив низки параметрів на коефіцієнт зчеплення, але на їх основі взагалі немає можливості пояснити утворення характеристики зчеплення.

Моделі третьої групи демонструють як якісний, так і кількісний збіг з експериментальними даними, дозволяють досліджувати напружено-деформований стан контакту колеса з рейкою, температурні поля в контакті, зношування поверхонь та інші актуальні питання взаємодії колеса та рейки, але за її допомогою можна досліджувати лише ті фрикційні стани, для яких експериментально отримано залежність коефіцієнта тертя від температури контакту.

Моделі четвертої групи призначені для вирішення окремих проблем і не можуть використовуватися для пояснення процесів, що відбуваються в контакті.

Проаналізувавши всі можливості, переваги та недоліки відомих теорій, можна зробити висновок, що в даний час не розроблено достатньо адекватного (повного) аналітичного рішення задачі фрикційної взаємодії колеса з рейкою у взаємозв'язку з параметрами екіпажу, режимами руху та поверхневими і температурними явищами на контактуючих поверхнях.

4 МУЛЬТИФУНКЦІОНАЛЬНА КОНЦЕПЦІЯ ПРИНЦИПІВ КОМПЛЕКСНОГО УПРАВЛІННЯ ТЕРТЯМ ТРИБОЛОГІЧНИХ КОНТАКТІВ ЯК ФРИКЦІЙНОГО, ТАК І АНТИФРИКЦІЙНОГО

4.1 Вибір моделі зчеплення для моделювання динамічної поведінки локомотивів

У переважній більшості робіт, присвячених дослідженню контакту «колесо-рейка» коефіцієнт тертя ковзання вважається константою і змінюється у широкому діапазоні. Таким чином, результати моделювання безпосередньо залежать від обраного дослідником значення. Проте згідно з сучасними дослідженнями в області трибології коефіцієнт тертя залежить від багатьох факторів фрикційної взаємодії. Найбільш значимими з них є вертикальне навантаження і температура в області контакту. На даний момент у трибології немає адекватної теоретичної моделі, що описує залежність коефіцієнта тертя від наведених вище факторів.

Важливим елементом комп'ютерного моделювання динамічних характеристик залізничних транспортних засобів є модель взаємодії у системі «колесо-рейка». Розроблено велику кількість моделей зчеплення, огляд яких можна знайти у розділі 3 та роботі [156].

Насправді обчислення дотичних сил у контакті «колесо-рейка» при моделюванні динаміки рейкових екіпажів може здійснюватися трьома способами (рисунок 4.1).



Рисунок 4.1 – Способи обчислення тангенціальних сил у контактi «колесо-рейка»

«Швидкі» алгоритми. В цьому випадку тангенціальні сили у контактi «колесо-рейка» обчислюються на кожному етапі інтегрування для всіх контактiв. Це має сенс при використанні алгоритмiв, що мають високу обчислювальну швидкість. Такі алгоритми отримали назву «швидких» [68, 103, 104, 105, 112, 127 та ін.].

Найбільшого поширення набув чисельний алгоритм та комп'ютерна програма FASTSIM, розроблені Калкером (J.J. Kalker) [103] на основі спрощеної теорії [68]. В даний час FASTSIM є фактичним стандартом моделі фрикційної взаємодії тіла, що котиться (колеса) з основою (рейкою). Враховуючи велику популярність, сама спрощена теорія та програма FASTSIM зазнавали численних модифікацій з метою: прискорення роботи [157]; уточнення закону тертя [104]; забезпечення можливості дослідження нееліптичного контакту [112].

О. Полах (O. Polach) розробив інше рішення задачі визначення сили зчеплення [127] та його програмну реалізацію ADH. На прикладі моделювання руху чотиривісного локомотива в програмному комплексі ADAMS/Rail, автор [127] провів порівняння результатів, отриманих під час використання підпрограми ADH з результатами, отриманими з використанням алгоритму FASTSIM. Показано, що ADH значно перевищує FASTSIM за швидкодією, що не дивно, оскільки ADH реалізує аналітичне рішення, а FASTSIM – чисельне.

Моделі [68, 103, 104, 105, 112, 127] дозволяють моделювати тільки висхідну гілку характеристики зчеплення, що обмежує сферу її застосування.

Зокрема, не можна моделювати рух рухомого складу в режимі тяги чи гальмування.

Апроксимація аналітичних рішень, чисельних експериментів чи експериментальних даних. Деякими авторами [128, 143, 157, 158, 159] були побудовані апроксимуючі вирази для розрахунку сили зчеплення. Значення сил зчеплення у даних розрахунках може залежати від кількох змінних, головними з яких є ковзання, лінійна швидкість руху та вертикальне навантаження.

У 1926 р. Картер розглянув плоску задачу кочення нескінченного циліндра по товстій пластині. В основі його теорії лежить припущення про те, що поздовжні та поперечні тангенційні сили пропорційні відносним швидкостям ковзання. В результаті Картер отримав вираз для коефіцієнта зчеплення в залежності від значення ковзання, пружних властивостей матеріалу, коефіцієнта тертя та максимального контактного тиску. Так званий метод Мюллера [157] є апроксимацією аналітичного рішення Картера.

На основі експериментальної залежності між ковзанням та силою зчеплення колісних пар, отриманої в експлуатаційних умовах [143], Міновим [159] побудовано її аналітичну апроксимацію. Характеристика зчеплення ділилася на три ділянки [157]: пружного пропорційного ковзання $0 \leq \varepsilon \leq 0,0014$, пружного ковзання $0,0014 < \varepsilon < 0,025$ і ділянка буксування або юза $\varepsilon > 0,025$ (термінологія по [157]). Для кожної ділянки знайдено свою апроксимуючу залежність.

Для надання можливості моделювання тяги О. Полах у роботі [159] запропонував поєднати модель [127] з моделлю, яка описує залежність коефіцієнта тертя ковзання від швидкості ковзання. На думку О. Полаха, комбінація залежності коефіцієнта тертя ковзання від швидкості ковзання між колесом і рейкою і зменшення коефіцієнтів Калкера $C_{11}, C_{22}, C_{33}, C_{23}$, що використовуються в моделі [127], дозволяє побудувати всю характеристику зчеплення як залежність коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання,

вираженого у відсотках. При цьому забезпечується задовільний збіг з експериментально отриманими залежностями.

У роботі [158] проведено чисельний експеримент, за результатами якого отримано вираз для сили зчеплення, яка залежить від фрикційного стану поверхонь, ковзання, вертикального навантаження, швидкості руху, поперечного зміщення колеса щодо рейки та кута набігання колісної пари.

Перевагами таких моделей є простота та швидкість обчислень. До недоліків можна віднести той факт, що вони не дають можливості отримати розподіл параметрів (нормальних та дотичних напруг, роботи сили тертя тощо) по плямі контакту. Тому область застосування моделей обмежена дослідженнями динамічної поведінки рухомого складу без можливості дослідження міцності, формозміни (зносу) коліс і рейок. Крім того, при даному підході розрахунок тангенціальних зусиль можливий тільки при одноточковому контакті колеса з рейкою, у разі двоточкового контакту слід припускати, що в зоні контакту на гребені відбувається чисте ковзання.

Використання розрахованих наперед довідкових таблиць. Враховуючи циклічний характер руху колісної пари, можна розрахувати із заданою дискретністю тангенціальні сили в контакті «колесо – рейка» один раз перед початком моделювання та зберегти довідкові таблиці. Далі під час розрахунку динаміки дані вилучаються з таблиць та за необхідності проводиться їх інтерполяція. Таким чином, швидкість рішення залежатиме лише від розміру таблиць. Вхідними параметрами для складання довідкових таблиць, як правило, є положення колісної пари в колії, вертикальне навантаження на колесо, лінійна та кутова швидкість руху.

У роботі [122] Калкер запропонував використання при складанні довідкових таблиць програму CONTACT, засновану на точній теорії (exact theory) [118] вирішення тривимірної задачі кочення із ковзанням для еліптичного контакту та різних варіантів подання закону тертя. Табличні дані обробляються за допомогою програми USETAB, яка працює у 8 разів швидше за алгоритм FASTSIM і дає більш точні результати. Вона складається з власне

довідкової таблиці з 115 000 записів, і підпрограм для зчитування та інтерполяції даних з таблиці.

Авторами [160, 161] розроблено напівемпіричну модель контакту колеса з рейкою. Вона побудована без «традиційного» поділу контактної задачі на нормальну та тангенціальну. Це дозволяє врахувати взаємний вплив нормальних та тангенціальних напруг, що важливо у разі контакту поверхонь колеса та рейки, які мають узгоджену форму (наприклад, контакт у зоні реборди або контакт зношених профілів). Ще однією особливістю моделі зчеплення [160, 161] є використання емпіричних залежностей коефіцієнта тертя при коченні з прослизанням від температури в контакті за різних фрикційних умов. Приклад таких залежностей можна знайти у роботі [16]. Цей підхід дозволяє моделювати контактну взаємодію при різних фрикційних станах колеса та рейки та великих значеннях їх відносного прослизання.

На основі моделі [130] авторами було розроблено програму VDEUNU CONTACT (скор. від Volodymir Dahl East Ukrainian National University Contact Model) [16, 162, 163]. Оскільки обчислення у програмі є досить трудомісткими, програма VDEUNU CONTACT використовується для упорядкування довідкових таблиць.

Вхідними параметрами програми VDEUNU CONTACT є:

- геометричні характеристики рейкової колії та колісної пари;
- їхня взаємна орієнтація;
- вертикальне та бічне навантаження на вісь;
- параметри руху колісної пари;
- фрикційний стан.

Програма VDEUNU CONTACT обчислює:

- кут бічної хитаючої;
- точки початкового дотику;
- форму плями контакту;
- радіуси кіл кочення;
- кути нахилу;

– розподіл за прямою контакту нормальних та тангенціальних напруг, температури та роботи сили тертя;

– проекції сили зчеплення.

В таблиці 4.1 наведено методи розв'язання тангенціальної задачі у сучасних програмних комплексах моделювання динаміки РЕ.

Таблиця 4.1 – Методи вирішення тангенціальної задачі у сучасних програмних комплексах моделювання динаміки РЕ

Програма	Країна розробника	Метод вирішення тангенціальної задачі
ADAMS/RAIL	Великобританія	Програми FASTSIM, ADH
CONPOL	Італія	Програма FASTSIM
CONTACT PC92	Китай	Модифікація програми CONTACT
DYNARAIL	США	Програма USETAB
GENSYS	Швеція	Програма FASTSIM
LaGer	Словакія	Програма CONTACT
OCREC	Франція	Модифікація програми FASTSIM
NUCARS	США	Довідкові таблиці розраховані за допомогою програми DUVOROL
SIMPACK	Німеччина	Програми FASTSIM, ADH
TDS CONTACT	Італія	Програма FASTSIM
VAMPIRE	США	Нелінійний, що базується на заздалегідь розрахованих довідкових таблицях Калкера
VOCOLIN	Франція	Модифікація програми FASTSIM Калкера
Універсальний механізм	СНГ	Модифікація програми FASTSIM Калкера, моделі Мюллера, Мінова

Проаналізуємо можливість застосування різних моделей зчеплення для моделювання динаміки рухомого складу в режимах вибігу та тяги.

Порівняння моделей проводилося для нових профілів колеса (ДМетІ) та рейки (Р65) при нульовому бічному віднесенні колісної пари. Коефіцієнт тертя в моделях прийнятий рівним 0,38. Швидкість руху дорівнює 20 м/с, вертикальне навантаження на колесо – 50 кН.

На рисунку 4.2 наведені криві зчеплення, розраховані за допомогою різних методик для одних і тих самих умов контактування.

Значення критичного ковзання, отриманого з допомогою програм FASTSIM, дорівнює приблизно 0,03%, тоді як експериментально отримане значення становить близько 2,5 %. Після зриву в буксування коефіцієнт зчеплення у всіх теоріях, крім Мінова і VDEUNU CONTACT вважається константою, тоді як у реальних умовах спостерігається падіння коефіцієнта зчеплення. З іншого боку, у роботі [30] показано, що з погіршенням фрикційних умов значення критичного ковзання збільшується, тоді як в теоріях Калкера, навпаки, зменшується. Також на рисунку 4.2 позначено область коректності застосування алгоритму FastSim, порівняно з кривими зчеплення, заснованими на експериментальних даних.

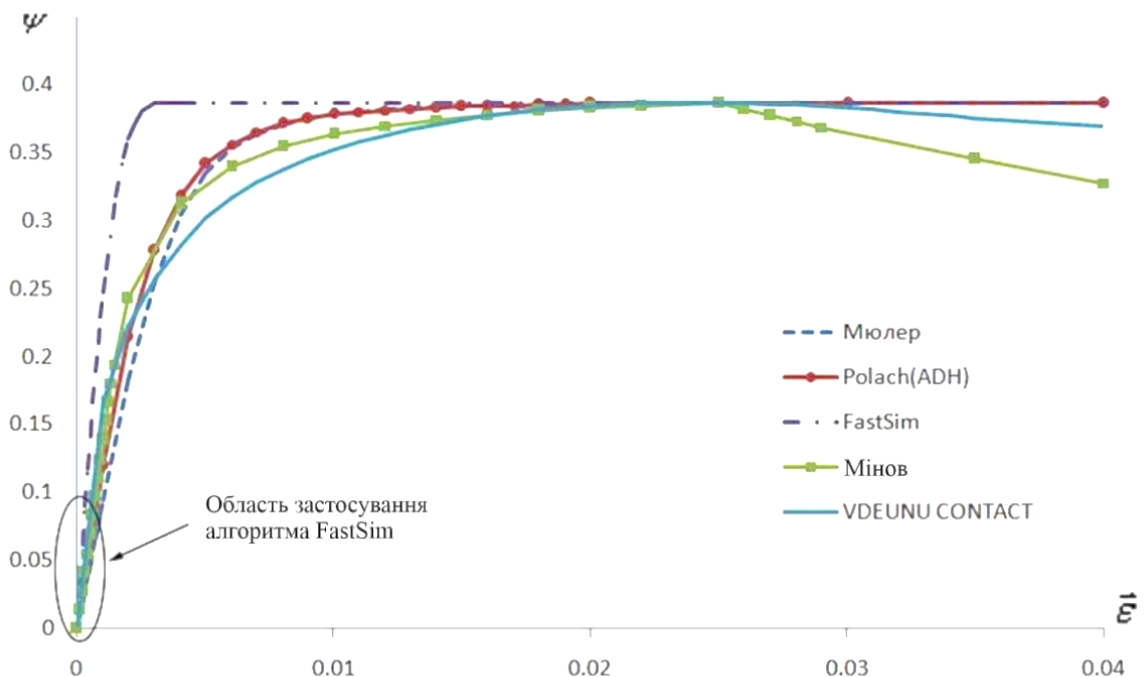
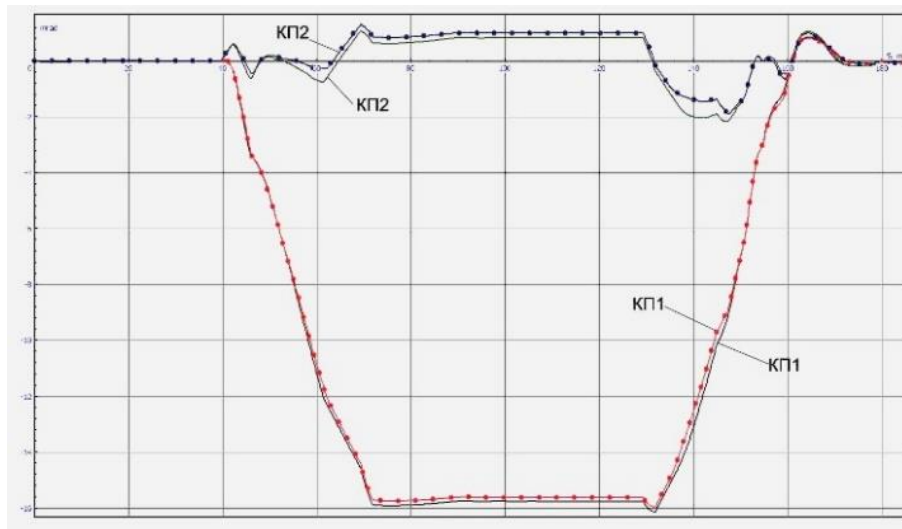


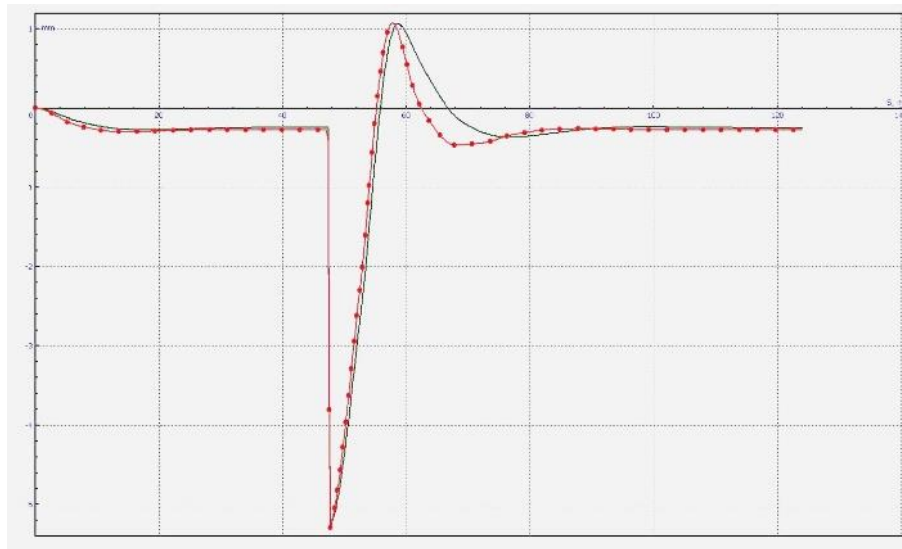
Рисунок 4.2 – Криві зчеплення для різних моделей контакту «колесо-рейка»

Для оцінки впливу вибору моделі зчеплення на динамічну поведінку вагонів у режимі вибігу програма VDEUNU CONTACT була інтегрована як підмодель зчеплення до програмного комплексу «Універсальний механізм 7.0». Дослідження проводилося для умов манчестерських тестів динаміки [164], визнаних «еталонними» для верифікації програмних пакетів, що моделюють динаміку РЕ. У тестах розглядаються рухи двох моделей транспортного засобу (ТЗ) – пасажирський вагон з двома візками (ТМ1) та двовісний вантажний вагон (ТЗ2) – за чотирма моделями колії. Більш детальний опис тесту можна знайти у роботі [164].

Результати, отримані під час використання довідкових таблиць, сформованих з допомогою програми VDEUNU CONTACT, порівнювалися з результатами, отриманими під час використання алгоритму FASTSIM. На рисунку 4.3 лінією без маркера позначені результати, отримані за допомогою FASTSIM, а лінією з маркером – за допомогою VDEUNU CONTACT. Незважаючи на незначні кількісні відмінності, можна говорити, що якісно отримані результати збігаються.



а)



б)

Рисунок 4.3 – Результати Манчестерського тесту динаміки

- а) – бічне віднесення першої та другої колісної пари (ТС1, модель шляху 1);
 б) поперечний зсув кузова (ТС2, модель шляху 2)

Для оцінки впливу вибору моделі зчеплення на динамічну поведінку локомотива в режимі тяги програма VDEUNU CONTACT та алгоритм FASTSIM були інтегровані як підмодель зчеплення у модель руху шестивісного локомотива TE – 116 [165], розроблену на кафедрі залізничного транспорту СНУ ім. В. Даля.

Розглядався рух локомотива в режимі тяги на прямій ділянці шляху довжиною 1200 м з різним фрикційним станом рейок (сухі і вологі). Швидкість руху дорівнює 30 м/с, зазор у колії становить ± 7 мм, рейка вважається гладкою (вертикальні та горизонтальні нерівності відсутні).

Результати моделювання наведено на рисунок 4.4. Як видно з рисунка, за відсутності обурень з боку траєкторії руху колісної пари при моделюванні за допомогою алгоритму FASTSIM практично збігаються за різних фрикційних умов, і спостерігається стійкий рух локомотива. У той же час при моделюванні за допомогою програми VDEUNU CONTACT рух є нестійким і характер взаємодії колісної пари зі шляхом суттєво відрізняється при сухих та вологих рейках.

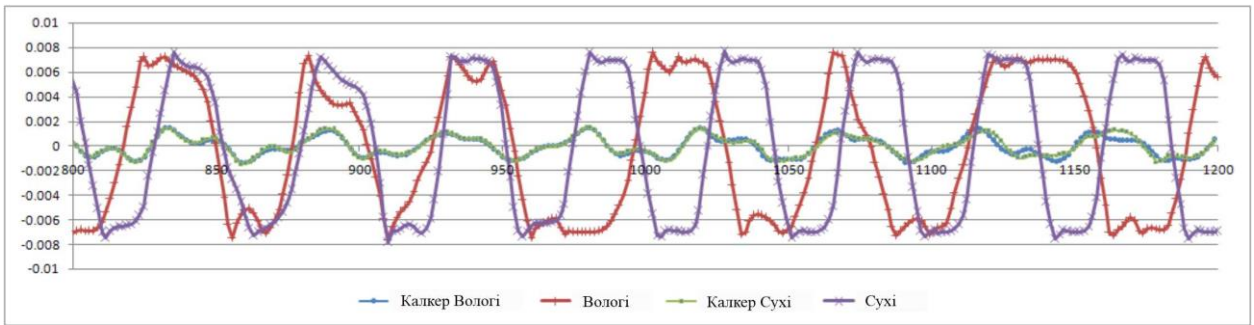


Рисунок 4.4 – Траєкторія руху першої колісної пари для різних фрикційних умов

Аналіз отриманих результатів показав, що:

1. При моделюванні динаміки вагонів, а також локомотивів у режимі вибігу вибір моделі зчеплення практично не впливає на динамічну поведінку транспортного засобу.
2. Використання поширеного алгоритму FASTSIM під час моделювання руху локомотива в режимі тяги (гальмування) є некоректним.
3. В алгоритмі FASTSIM з погіршенням фрикційних умов значення критичного ковзання зменшується, тоді як згідно з експериментальними даними воно має збільшуватися.

2.2 Модель фрикційного контакту «колесо-рейка»

У більшості робіт, присвячених дослідженню контакту «колесо-рейка», контактна задача поділяється на нормальну та тангенційну, а коефіцієнт тертя вважається постійною величиною. Однак поділ контактної задачі на нормальну та тангенційну у разі контакту областей поверхонь колеса та рейки, які мають узгоджену форму (наприклад, контакт у зоні реборди), є некоректним через суттєвий взаємний вплив нормальних та тангенційних напруг. Крім того, згідно з сучасними дослідженнями в галузі трибології [166, 167], коефіцієнт тертя залежить від безлічі факторів, найбільш значущим з яких є температура в області контакту.

В основі розробленої моделі лежить робота [168], де розглядається рішення контактної задачі при різних способах навантаження та постійному коефіцієнті тертя.

Завдання контактної взаємодії тіла, що котиться (колеса) з основою (рейкою) при передачі тягового (гальмівного) моменту в загальному вигляді може бути сформульована наступним чином: знайти реакцію з боку основи при заданих фрикційних умовах контактування, нормальному навантаженні на тіло, формі та пружних властивостях контактуючих тіл, векторі жорсткого ковзання [56, 169]. Процес контактування вважаємо квазістаціонарним, хвильові та інерційні ефекти ігноруються, а поверхня контакту лежить в області, що проходить через точку початкового дотику O . Передбачається, що коефіцієнт тертя є функцією температури в зоні контакту (визначена експериментально).

Введемо систему координат $Oxuz$, пов'язану з колесом. Початок координат помістимо в точку O , осі Ox , Oy розташуємо в площині π , що стосується поверхні рейки, вісь Oz направимо всередину колеса (рисунок 4.5). При цьому тертя залежить від температури, а процес контакту є квазістаціонарним.

Нехай $s(x, y, z)$ – довільна точка контактної області, $P_z(x, y, z)$, $P_x(x, y, z)$, $P_y(x, y, z)$ – складові контактного тиску вздовж осей z , x , y у точці s ; $\Theta(x, y, z)$ – температура в точці s ; u , v – швидкості ковзання колеса вздовж осей x , y відповідно; U , V – лінійні швидкості руху колеса вздовж осей x , y відповідно; $w(x, y, z)$ – функція відносного зміщення взаємодіючих тіл вздовж осі z , визначена в точці s :

$$w(x, y, z) = w_1(x, y, z) - w_2(x, y, z) + f(x, y, z) - \Delta_z \quad (4.1)$$

де $w_i(x, y, z)$ – пружні переміщення поверхонь тіл; $f(x, y, z)$ – функція початкового зазору між тілами перед початком застосування; Δ_z – значення жорсткого зближення.

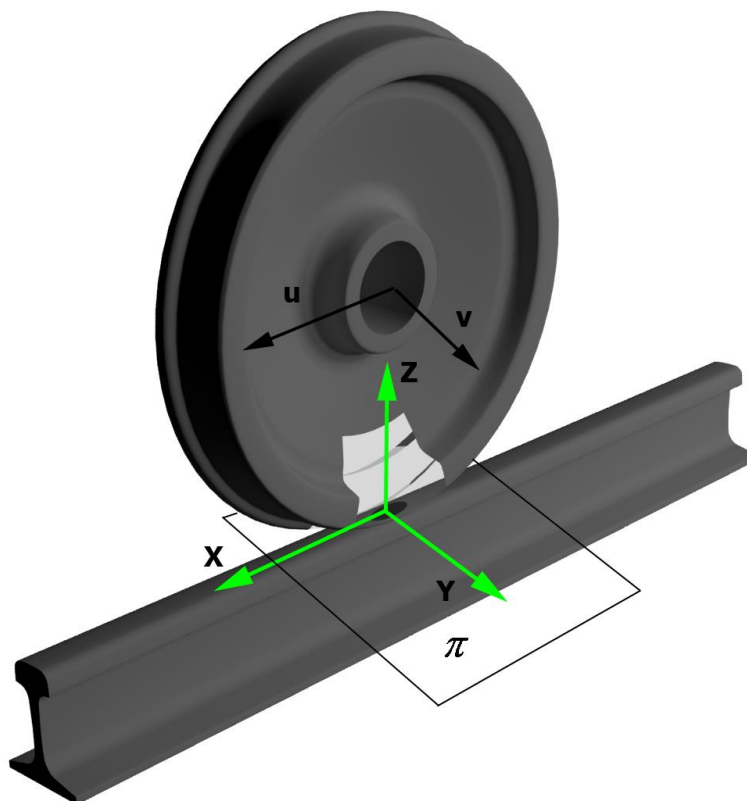


Рисунок 4.5 – Схема контакту колеса із рейкою

Припустимо, що мають місце співвідношення

$$w_1 - w_2 = AP_z + BP_x + CP_y \quad (4.2)$$

в яких A , B , C – лінійні інтегральні оператори з областю інтегрування W . Якщо тіла, що взаємодіють, апроксимувати напівпросторами, то ядра цих операторів визначаються відповідно до формул Бусіне-Черрутті. Тоді співвідношення (4.1) запишеться у вигляді:

$$w(x, y, z) = AP_z + BP_x + CP_y + f(x, y, z) - \Delta_z \quad (4.3)$$

Для обчислення розподілу температури в контактній ділянці використовується наступне рівняння, що є модифікацією рішення Кноте [170]:

$$\Theta(x, y, z) = \frac{I}{2\lambda\sqrt{\pi}} \left(\begin{array}{l} u\sqrt{\frac{\kappa^x}{U_0}} \int_0^x \frac{P_z(\delta, y, z)\mu(\Theta(\delta, y, z))}{\sqrt{x-\delta}} d\delta + \\ v\sqrt{\frac{\kappa^y}{V_0}} \int_0^y \frac{P_z(x, \delta, z)\mu(\Theta(x, \delta, z))}{\sqrt{y-\delta}} d\delta \end{array} \right) \quad (4.4)$$

де $\mu(\Theta(x, y, z))$ – коефіцієнт тертя, що залежить від температури в точці s ;

У такому разі умови контактної взаємодії мають вигляд:

$$w(x, y, z) \geq 0, \quad P_z(x, y, z) \geq 0, \quad P_z(x, y, z)w(x, y, z) = 0;$$

$$U = \sqrt{u^2 + v^2} \neq 0 \Rightarrow \begin{cases} P_x(x, y, z) = \mu(\Theta(x, y, z))P_z(x, y, z)\frac{u}{U} \\ P_y(x, y, z) = \mu(\Theta(x, y, z))P_z(x, y, z)\frac{v}{U} \end{cases} \quad (4.5)$$

$$\Theta(x, y, z) = \frac{I}{2\lambda\sqrt{\pi}} \left(\begin{array}{l} u\sqrt{\frac{\kappa^x}{U_0}} \int_0^x \frac{P_z(\delta, y, z)\mu(\Theta(\delta, y, z))}{\sqrt{x-\delta}} d\delta + \\ v\sqrt{\frac{\kappa^y}{V_0}} \int_0^y \frac{P_z(x, \delta, z)\mu(\Theta(x, \delta, z))}{\sqrt{y-\delta}} d\delta \end{array} \right)$$

$$s \in \Omega,$$

де Ω – передбачувана область контакту.

Якщо підставити отримані вирази для $w(x, y, z)$, то отримаємо систему співвідношень, яким повинні задовольняти функції $P_z(x, y, z)$, $P_x(x, y, z)$, $P_y(x, y, z)$. Ця система співвідношень еквівалентна системі нелінійних операторних рівнянь щодо $P_z(x, y, z)$, $P_x(x, y, z)$, $P_y(x, y, z)$, $\Theta(x, y, z)$:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_z(x, y, z) = h(P_z - ED_I(P_x, P_y, P_z)) \\ P_x(x, y, z) = \mu(\Theta(x, y))P_z(x, y) \frac{u}{\sqrt{u^2 + v^2}} \\ P_y(x, y, z) = \mu(\Theta(x, y))P_z(x, y) \frac{v}{\sqrt{u^2 + v^2}} \\ \Theta(x, y, z) = \frac{1}{2\lambda\sqrt{\pi}} \left(\begin{array}{l} u\sqrt{\frac{\kappa^x}{U_0}} \int_0^x \frac{P_z(\delta, y, z)\mu(\Theta(\delta, y, z))}{\sqrt{x-\delta}} d\delta \\ + v\sqrt{\frac{\kappa^y}{V_0}} \int_0^y \frac{P_z(x, \delta, z)\mu(\Theta(x, \delta, z))}{\sqrt{y-\delta}} d\delta \end{array} \right) \end{array} \right. \quad (4.6)$$

де

$$D_I(P_x, P_y, P_z) = AP_z + BP_x + CP_y + f(s) - \Delta_z \quad (4.7)$$

А функція $h(\gamma)$ визначається співвідношеннями

$$h(\gamma) = \begin{cases} \gamma, \gamma \geq 0 \\ 0, \gamma < 0 \end{cases} \quad (4.8)$$

$E(x, y, z)$ – довільна позитивна функція.

Визначення контактних зусиль звелось до знаходження функцій $P_z(x, y, z)$, $P_x(x, y, z)$, $P_y(x, y, z)$, $\Theta(x, y, z)$, визначених на множині Ω , що задовольняють системі нелінійних рівнянь (4.6) і початковими умовами: $P_z(x, y) = 0$, $P_x(x, y) = 0$, $P_y(x, y) = 0$, $\Theta(x, y, z) = T_{\text{навкол середовища}}$ всіх точок $(x, y \in \Omega)$.

Для наближеного розв'язання рівняння системи (4.6) перейдемо до її дискретного аналогу. Передбачувану область контакту Ω розподілимо сіткою з однакових квадратних клітинок Ω_{ij} розміром $a \times a$. Кількість клітинок вздовж осі x позначимо через N_x , а вздовж осі y – через N_y . Нехай на

кожному граничному елементі Ω_{ij} нормальна (σ^{ij}) і дотичні (τ_x^{ij}, τ_y^{ij}) складові контактної тиску, і навіть відповідні пружні переміщення у межах елемента постійні і рівні значенням у точках (x_{ij}, y_{ij}, z_{ij}) – центрах елементів Ω_{ij} . Температуру в клітинці позначимо через Θ_{ij} .

На основі зробленої дискретизації отримуємо таку систему нелінійних рівнянь:

$$\begin{aligned} \sigma^{ij} &= h(\sigma^{ij} - E_{ij} \left(\sum_{k=1}^{N_x} \sum_{l=1}^{N_y} \left[a_{i+j \cdot N_y, k+l \cdot N_y} \sigma^{kl} + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + b_{i+j \cdot N_y, k+l \cdot N_y} \tau_x^{kl} + c_{i+j \cdot N_y, k+l \cdot N_y} \tau_y^{kl} \right] + f(x_{ij}, y_{ij}) - \Delta_z \right)) \\ \tau_x^{ij} &= \mu(\Theta_{ij}) \sigma^{ij} \frac{u}{U} \\ \tau_y^{ij} &= \mu(\Theta_{ij}) \sigma^{ij} \frac{v}{U} \\ \Theta_{ij} &= \frac{1}{2\lambda\sqrt{\pi}} \left(\begin{aligned} &u \sqrt{\frac{\kappa}{U}} \sum_{k=2}^i \mu(\Theta_{kj}) \sigma^{kj} (\sqrt{x_{ij} - x_{k-1,j}} - \sqrt{x_{ij} - x_{kj}}) \\ &+ v \sqrt{\frac{\kappa}{V}} \sum_{k=2}^j \mu(\Theta_{ik}) \sigma^{ik} (\sqrt{y_{ij} - y_{i,k-1}} - \sqrt{y_{ij} - y_{ik}}) \end{aligned} \right) \end{aligned} \quad (4.9)$$

де $E_{ij} = \frac{1}{a_{i+N_y, j}, a_{i+N_y, j}}$, a_{kd}, b_{kd}, c_{kd} – коефіцієнти матриці податливості,

що визначаються відповідно до формул для ядер операторів A, B, C .

Для вирішення системи рівнянь можна застосувати нелінійний аналог методу Зейделя системи лінійних рівнянь.

Розглянемо наступний ітераційний процес. Нехай на кроці n відомий розподіл контактних тисків та температури. Тоді на кроці $n+1$ контактні тиски та температура обчислюються за формулою:

$$\begin{aligned}
\sigma^{ij(n+1)} &= h \left(-\frac{1}{a_{i+N_y, j}, a_{i+N_y, j}} \left(\sum_{k=1}^{i-1} \sum_{l=1}^{j-1} \left[a_{i+j \cdot N_y, k+l \cdot N_y} \sigma^{kl(n+1)} + \right. \right. \right. \\
&\quad \left. \left. \left. + b_{i+j \cdot N_y, k+l \cdot N_y} \tau_x^{kl(n+1)} + c_{i+j \cdot N_y, k+l \cdot N_y} \tau_y^{kl} \right] \right) + \right. \\
&\quad \left. \sum_{k=i+1}^{N_x} \sum_{l=j+1}^{N_y} \left[a_{i+j \cdot N_y, k+l \cdot N_y} \sigma^{kl(n)} + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + b_{i+j \cdot N_y, k+l \cdot N_y} \tau_x^{kl(n)} + c_{i+j \cdot N_y, k+l \cdot N_y} \tau_y^{kl(n)} \right] + f(x_{ij}, y_{ij}) - \Delta_z \right) \\
\tau_x^{ij(n+1)} &= \mu(\Theta_{ij}^{(n+1)}) \sigma^{ij(n+1)} \frac{u}{U} \\
\tau_y^{ij(n+1)} &= \mu(\Theta_{ij}^{(n+1)}) \sigma^{ij(n+1)} \frac{v}{U} \\
\Theta_{ij}^{(n+1)} &= \frac{1}{2\lambda\sqrt{\pi}} \left(\begin{aligned} &u \sqrt{\frac{\kappa}{U}} \sum_{k=2}^i \mu(\Theta_{kj}^{(n)}) \sigma^{kj} (\sqrt{x_{ij} - x_{k-1, j}} - \sqrt{x_{ij} - x_{kj}}) \\ &+ v \sqrt{\frac{\kappa}{V}} \sum_{k=2}^j \mu(\Theta_{ik}^{(n)}) \sigma^{ik} (\sqrt{y_{ik} - y_{i, k-1}} - \sqrt{y_{ij} - y_{ik}}) \end{aligned} \right) \quad (4.10)
\end{aligned}$$

Як критерій припинення ітераційного процесу розглядалася різниця суми нормальних тисків і заданого вертикального навантаження. Після кількох кроків у разі відсутності збіжності коригувалося значення жорсткого застосування і процес повторювався заново.

Описаний ітераційний процес реалізований як програма у середовищі програмування Borland C++ Builder 6.0. Були розраховані та побудовані криві зчеплення (рисунок 4.7) для контакту колеса з рейкою [130], профілі яких були взяті з Манчестерського контактного тесту [171], для різних значень бічного відношення колісної пари (рисунок 4.6). Для порівняння на графіках представлені криві зчеплення, розраховані за методикою Полаха (Polach) [172] та Калкера (Kalker) [68].

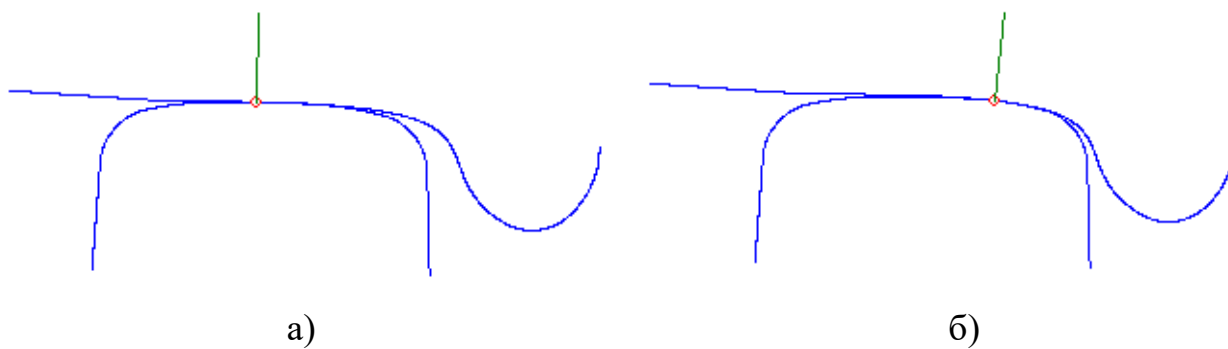
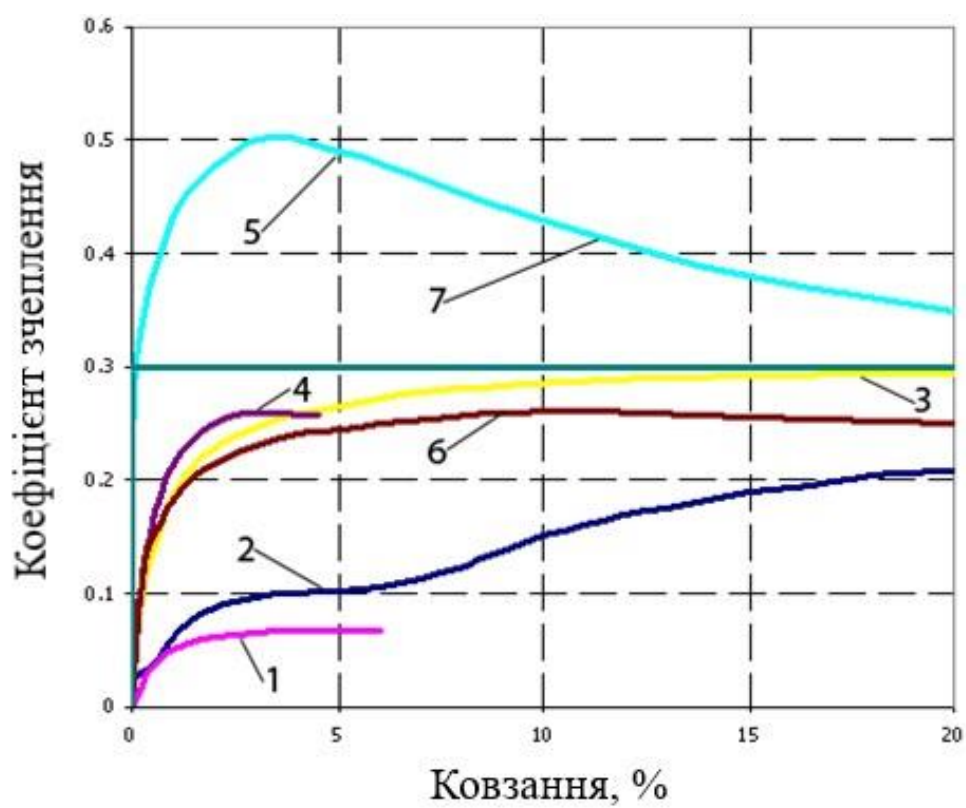
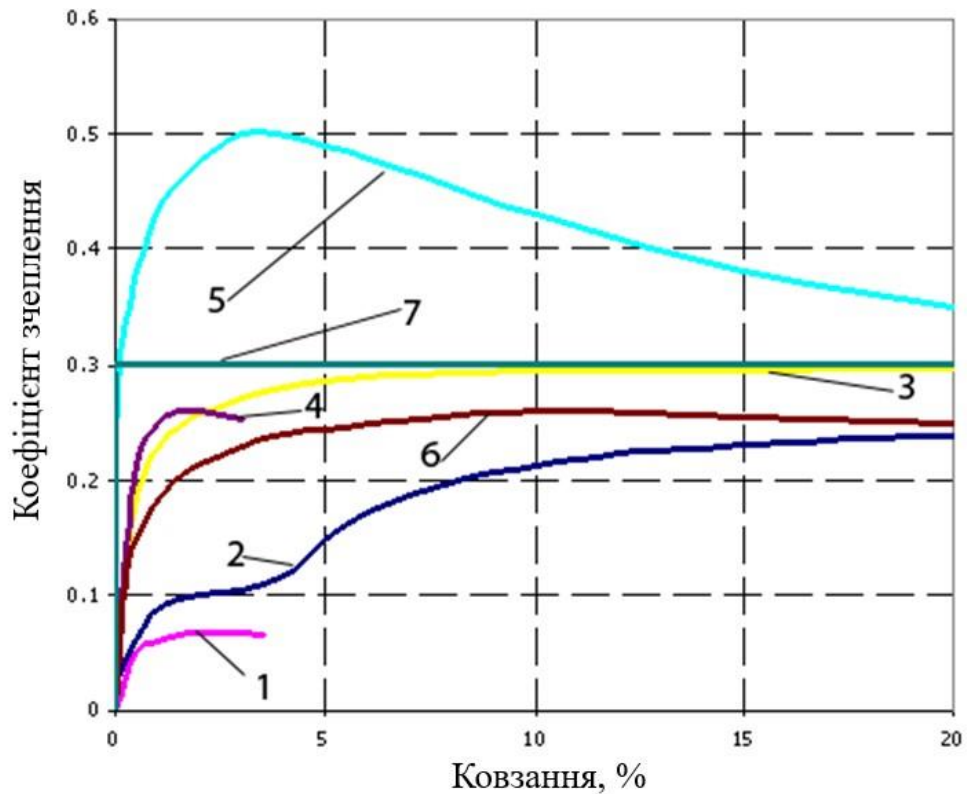


Рисунок 4.6 – Поєднані в точці початкового торкання профілі колеса та рейки при бічному відношенні 0 мм (а) та 5 мм (б)





б)

Рисунок 4.7 – Характеристика зчеплення при бічному відношенні 0 мм (а) та 5 мм (б): 1 – мастило; 2 – волога рейка; 3 – породний пил товстим шаром; 4 – чиста, суха рейка; 5 – суха рейка [172]; 6 – волога рейка [172]; 7 – постійний коефіцієнт тертя 0,3 [68]

Розроблена математична модель дозволяє моделювати контакт «колесо-рейка» за різних фрикційних умов та геометрії контакту в режимі тяги або гальмування. Результати моделювання показали, що форма кривої зчеплення і значення критичного ковзання значно змінюється в залежності від фрикційного стану рейки і положення колісної пари в колії.

Висновки по розділу 4

Проведено огляд основних моделей, що застосовуються у сучасних програмних комплексах моделювання динаміки рейкових екіпажів. Детально розглянуто, що обчислення дотичних сил у контакті «колесо-рейка» при

моделюванні динаміки рейкових екіпажів може здійснюватися трьома способами: «швидкі» алгоритми, апроксимація аналітичних рішень, чисельних експериментів чи експериментальних даних, використання розрахованих наперед довідкових таблиць.

Розроблено програму VDEUNU CONTACT, оскільки обчислення у даній програмі є досить трудомісткими, програма використовується для упорядкування довідкових таблиць. Проведено дослідження методів розв'язання тангенціальної задачі у сучасних програмних комплексах моделювання динаміки рейкових екіпажів та побудована інформаційна таблиця. Побудовані криві зчеплення, розраховані за допомогою різних методик для одних і тих самих умов контактування. Значення критичного ковзання, отриманого з допомогою програм FASTSIM, дорівнює приблизно 0,03%, тоді як експериментально отримане значення становить близько 2,5 %.

Після зриву в буксування коефіцієнт зчеплення у всіх теоріях, крім Мінова і VDEUNU CONTACT вважається константою, тоді як у реальних умовах спостерігається падіння коефіцієнта зчеплення. Проаналізовано можливість застосування різних моделей зчеплення для моделювання динаміки рухомого складу в режимах вибігу та тяги, порівняння моделей проводилося для нових профілів колеса та рейки при нульовому бічному віднесенні колісної пари. Отримані під час використання довідкових таблиць результати, сформовані за допомогою програми VDEUNU CONTACT, порівнювалися з результатами, отриманими під час використання алгоритму FASTSIM, свідчать про те, що незважаючи на незначні кількісні відмінності, можна говорити, що якісно отримані результати збігаються.

Розроблена математична модель, яка дозволяє моделювати контакт «колесо-рейка» за різних фрикційних умов та геометрії контакту в режимі тяги або гальмування з урахуванням температури в області контакту. Результати моделювання показали, що форма кривої зчеплення і значення критичного ковзання значно змінюється в залежності від фрикційного стану рейки і положення колісної пари в колії.

5 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ ВЗАЄМОДІЮЧИХ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ЛОКОМОТИВА

5.1 Використання розробленої програми VDEUNU CONTACT при моделюванні динаміки рейкових екіпажів

Як відомо із розділу 4.1 існує три способи обчислення дотичних сил у контакті «колесо-рейка» при моделюванні динаміки рейкових екіпажів (PE):

- швидкі алгоритми;
- апроксимація аналітичних рішень, чисельних експериментів чи експериментальних даних;
- використання розрахованих наперед довідкових таблиць.

У зв'язку з тим, що обчислення програмі VDEUNU CONTACT [16, 162, 163] є досить трудомісткими, використовувати її безпосередньо при моделюванні динаміки PE не є доцільним, тому необхідно розробити методику використання даної програми для складання контактних довідкових таблиць з метою подальшого використання цих таблиць при моделюванні руху рейкових екіпажів (PE).

Довідкова таблиця створюється для певної комбінації профілів колеса та рейки та їх фрикційного стану. Кожен запис у таблиці містить ряд вхідних і вихідних параметрів. Вхідними параметрами для складання довідкових таблиць є: бічний віднос і кут виляння колісної пари, швидкість руху, вектор жорсткого ковзання, вертикальне навантаження на вісь, бічне навантаження (у разі контакту гребеня з внутрішньою гранню рейки). Для кожного вхідного параметра задаються межі його варіювання та крок зміни. Варто зазначити, що від вибору цих значень безпосередньо залежить швидкість роботи з довідковими таблицями, тому слід вибирати для параметра діапазон зміни, максимально можливий в експлуатаційних умовах, а крок зміни параметра

вибирати виходячи з бажаної точності рішення. Кількість записів N у таблиці можна розрахувати за такою формулою:

$$N = \prod_{i=1}^n \left(1 + \left[\frac{\max_i - \min_i}{\Delta_i} \right] \right) \quad (5.1)$$

де n – кількість вхідних параметрів;

\max_i , \min_i – максимальне та мінімальне значення i -го параметра відповідно;

Δ_i – крок зміни i -го параметра.

Далі в програмі VDEUNU CONTACT на основі обраних діапазону і кроку змін параметрів проводиться рішення контактної задачі для кожної комбінації вхідних параметрів і розраховуються наступні вихідні параметри:

- для колісної пари – положення точок початкового дотику на профілі колеса і рейки (для лівої та правої пари «колесо-рейка»), кут бічної качки;
- для кожного контакту – контактні радіуси, кути нахилу нормалей, розподіл за плямою контакту нормальних і тангенціальних напруг, температури і роботи сили тертя, а також проекції сили зчеплення.

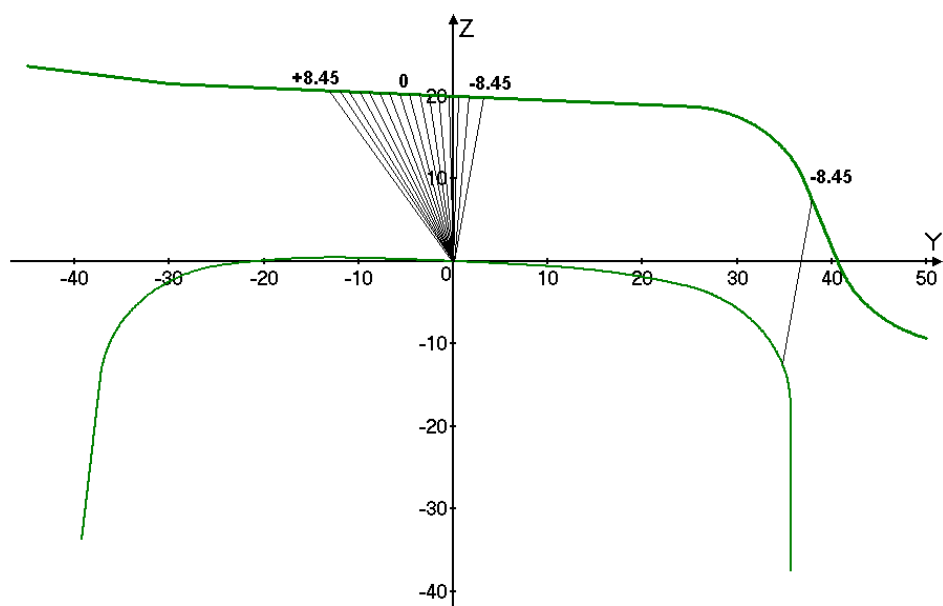
Комбінація конкретних вхідних параметрів та розраховані для цієї комбінації вихідні параметри формують один запис довідкової таблиці. Кількість записів у довідковій таблиці може досягати десятків мільйонів, тому з точки зору швидкості обробки даних є доцільним використовувати сучасні засоби управління базами даних (ЗУБД) для організації пошуку по таблиці. Програма для читання даних з таблиць була реалізована за допомогою ЗУБД Firebird і отримала назву FASTTAB. В результаті проведення тестів було визначено, що за швидкістю роботи програма FASTTAB незначно випереджає програму USETAB Калкера [103].

Загальна блок-схема моделювання руху екіпажу під час використання довідкових таблиць наведено на рисунку 5.1.

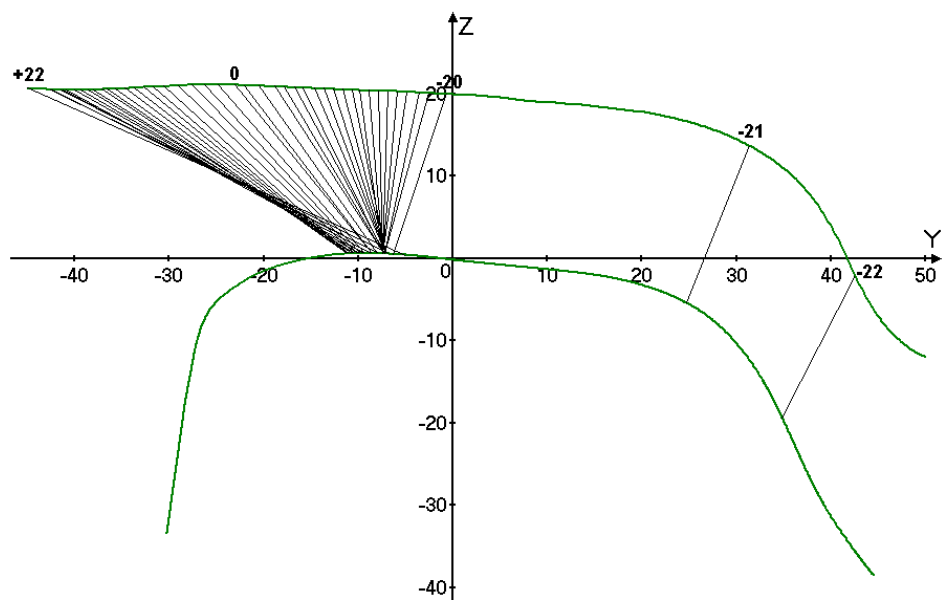


Рисунок 5.1 – Блок-схема створення та використання довідкових таблиць при моделюванні руху екіпажу

Далі у розділі наведені результати графічної обробки даних, збережених у довідкових таблицях. На рисунку 5.2 показано положення точок початкового контакту на колесі і на рейці в залежності від бокового відношення для контакту нових і зношених профілів колеса і рейки. На рисунку 5.3 представлені розраховані криві зчеплення для різних фрикційних умов. На рисунку 5.4 представлені плями контакту і розподіл різних величин при контакті нової рейки з новим зношеним колесом. Результати застосування програми FASTTAB при моделюванні динаміки РЕ представлені в роботі [161].

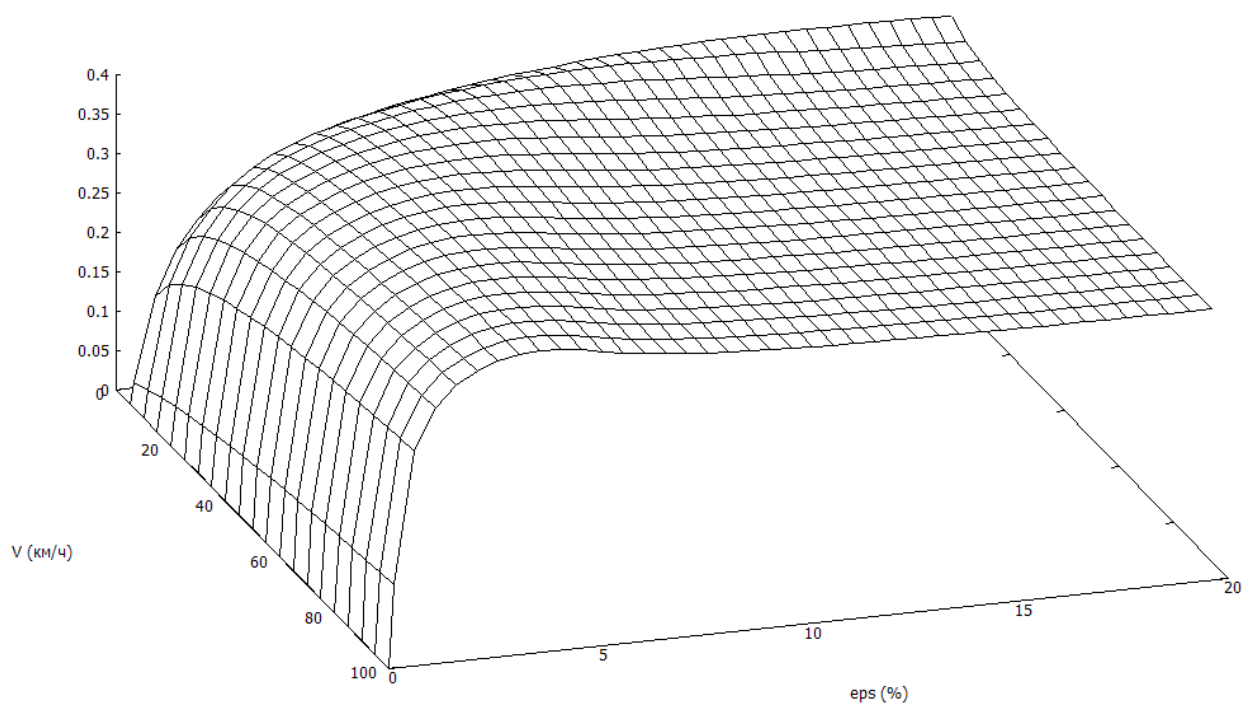


а)

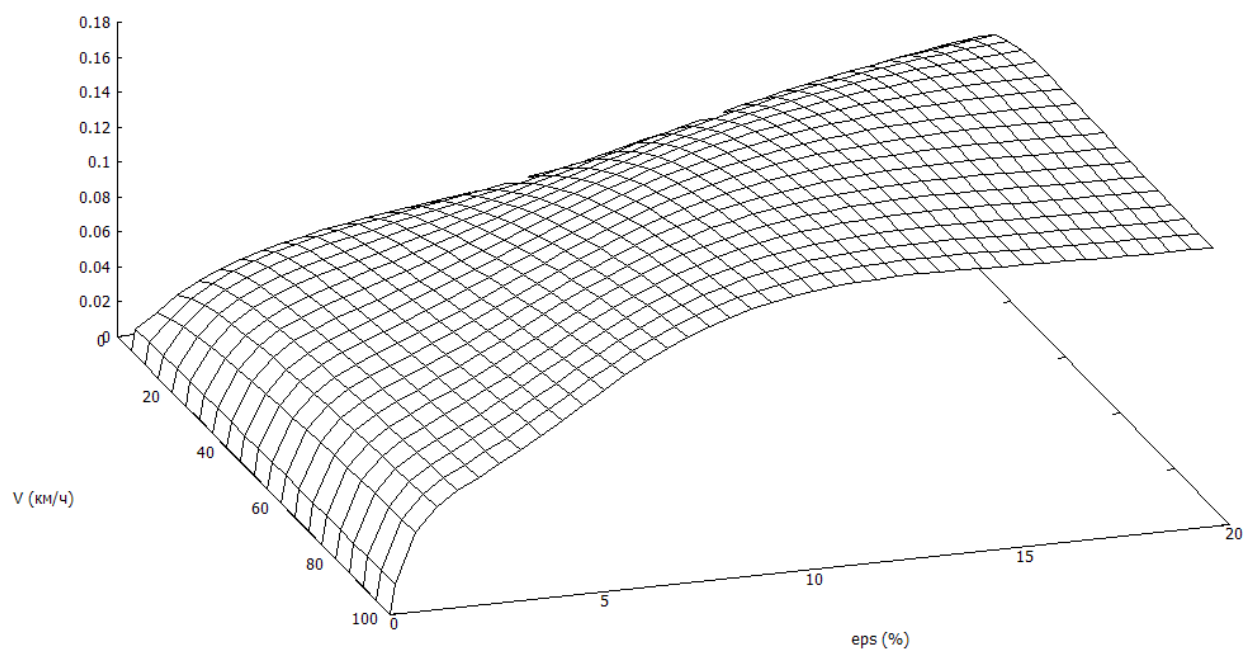


б)

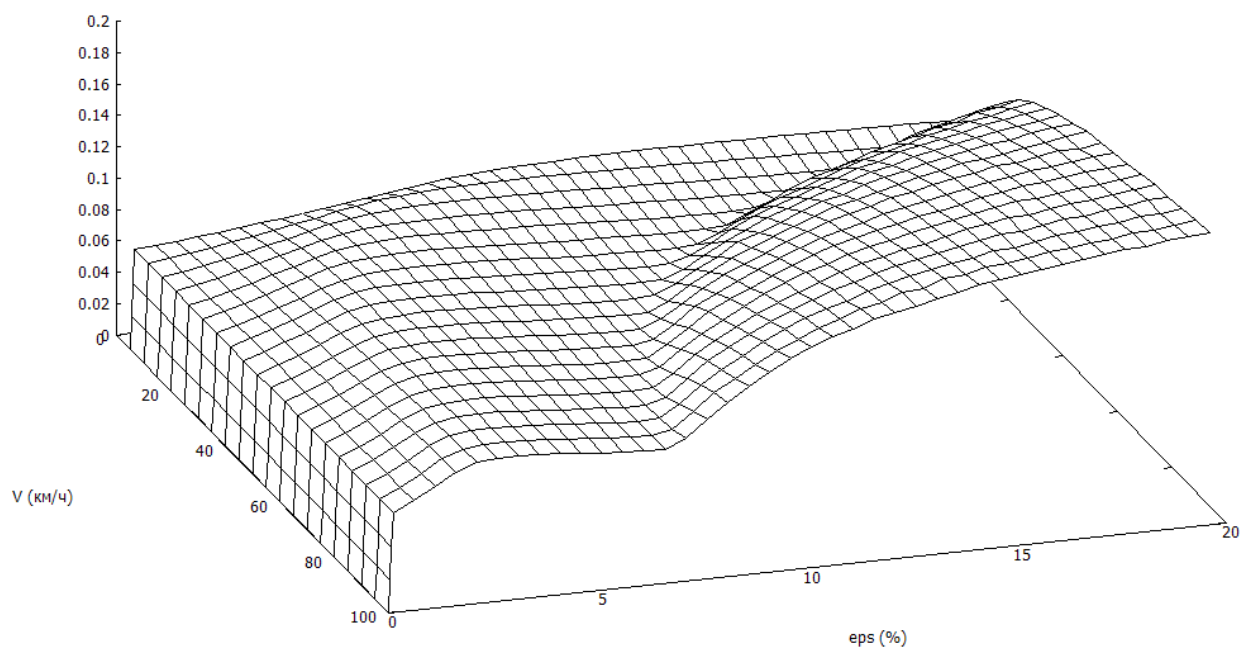
Рисунок 5.2 – Положення точок початкового контакту при контакті нових (а) та зношених (б) профілів колеса та рейки



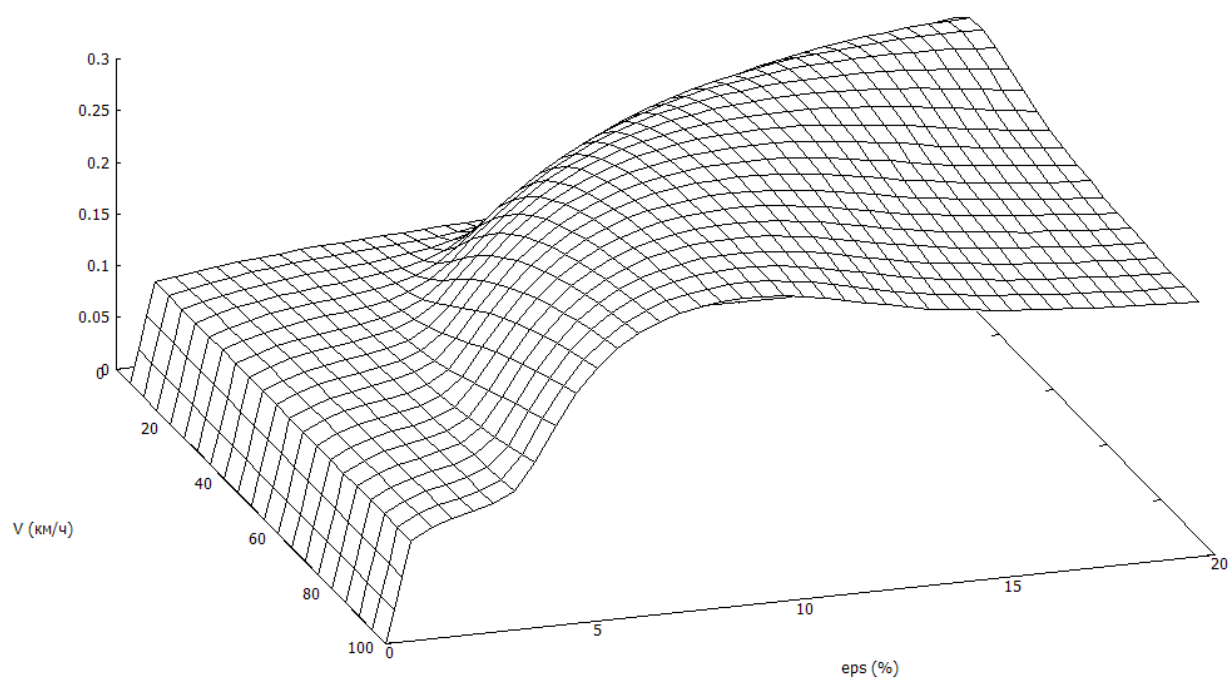
a)



б)



б)



г)

Рисунок 5.3 – Криві зчеплення для різного фрикційного стану контакту:

а – рейка чиста, суха; б – волога рейка; в – рейка покрита мастилом;

г – рейка покрита дизельним паливом.

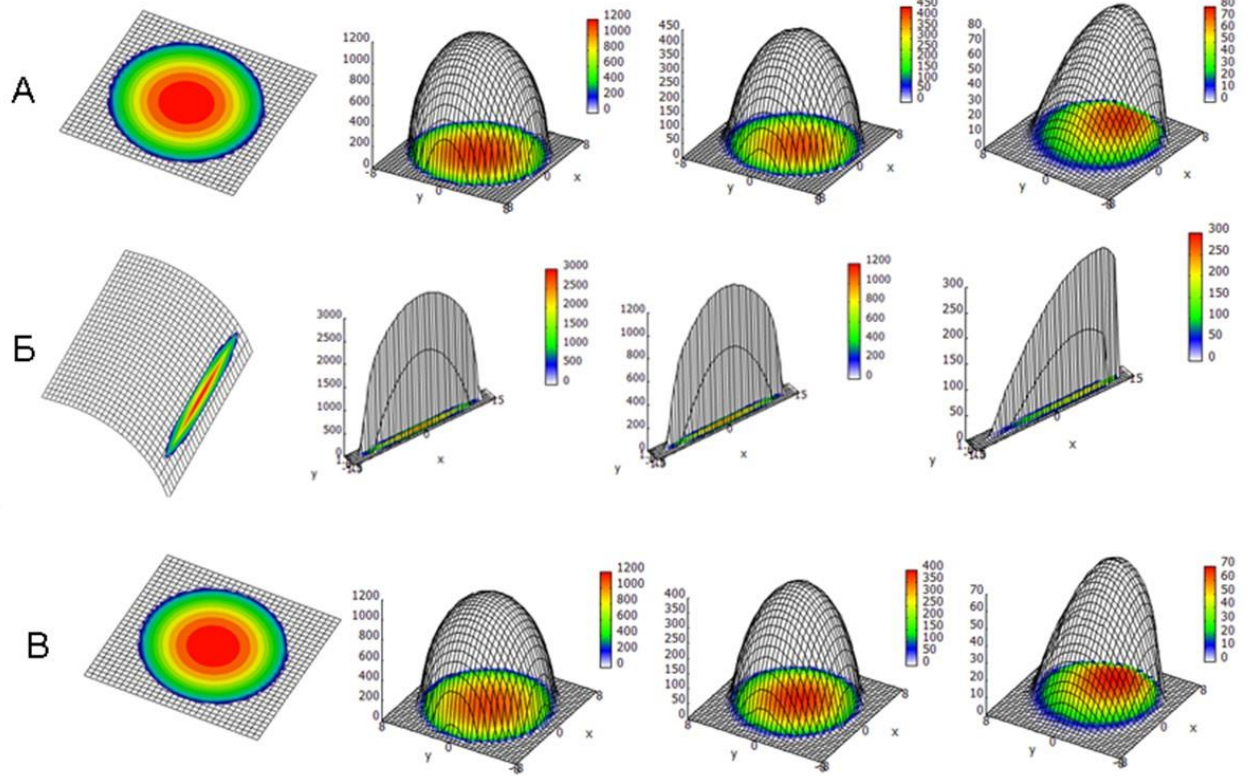


Пляма контакту

**Нормальні
напруження**

**Тангенціальні
напруження**

Температура



a)

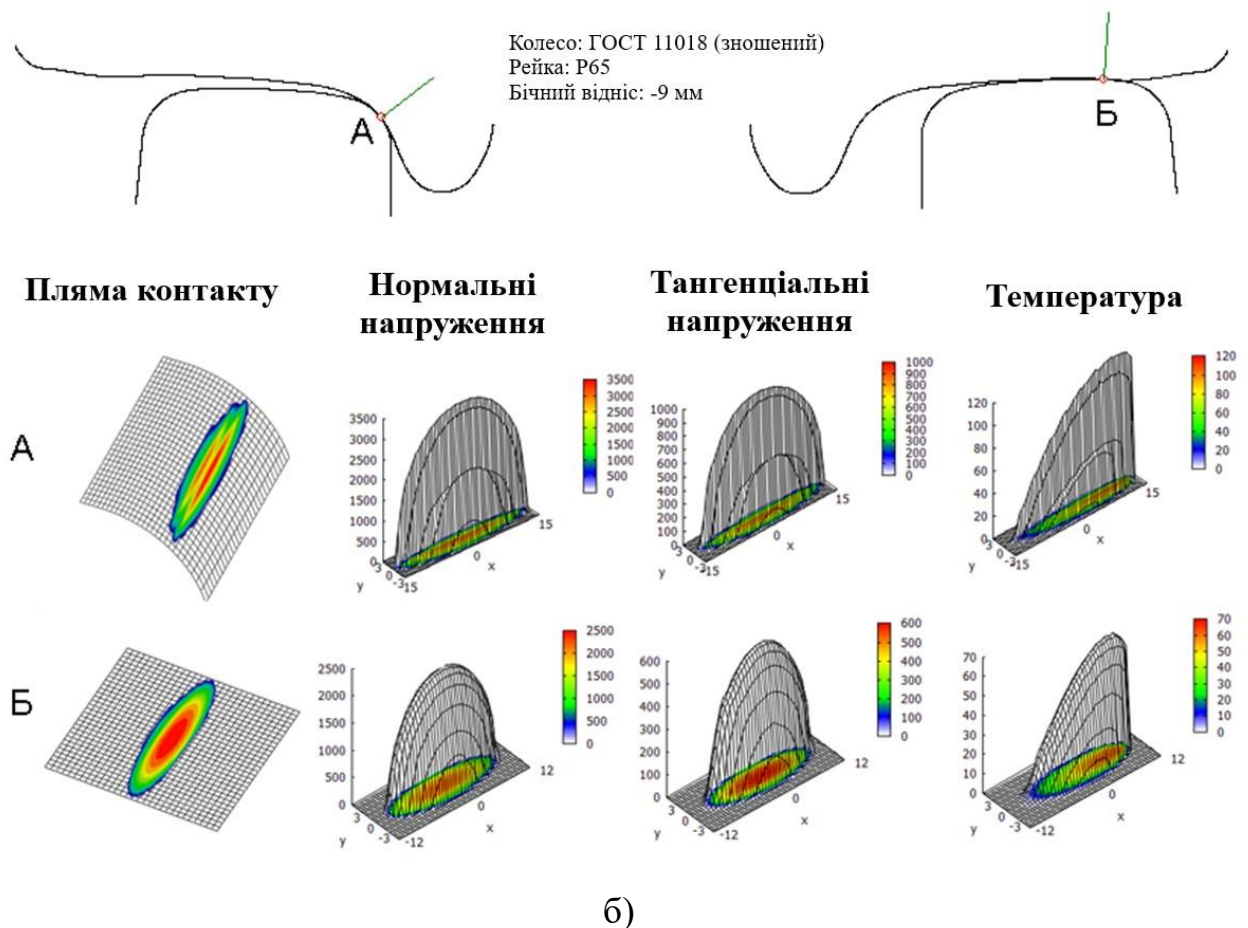


Рисунок 5.4 – Характеристики плями контакту при контакті нового (а) та зношеного (б) колеса з новою рейкою

На підставі проведеного теоретичного дослідження розроблено методику використання моделі зчеплення для обчислень характеристик контакту «колесо-рейка» в реальному часі при моделюванні динаміки рейкових екіпажів.

5.2 Дослідження фрикційного контакту «колесо-рейка» з урахуванням теплофізичних властивостей матеріалів та історії навантаження

Задача контактної взаємодії колеса з рейкою при передачі тягового (гальмового) моменту в загальному вигляді може бути сформульована наступним чином: знайти реакцію з боку основи при заданих фрикційних

умовах контактування, нормальному навантаженні на тіло, формі та пружних властивостях контактуючих тіл, векторі жорсткого ковзання [27, 30].

З метою спрощення завдання вважають, що матеріали тіла і основи мають однакові пружні властивості, а характерні геометричні розміри тіл набагато більше зони контакту. Ці припущення дозволяють розділити задачі на дві простіші: нормальну та тангенціальну. У ході вирішення нормальної задачі визначається зона контакту та розподіл за нею нормальних напруг. Ці результати використовуються як вихідні дані при постановці тангенціальної задачі, метою вирішення якої є визначення поля дотичних напруг (сили зчеплення) і поля істинних ковзань. Розв'язання нормальної контактної задачі наведені в [173, 174], а тангенціальній у [73, 122, 154].

Наведені вище припущення можливі для аналізу контакту незношених коліс та рейок. У разі контакту зношених колеса та рейки у зоні реборди радіуси кривизни обох тіл є величинами одного порядку з розмірами області контакту. Крім того, як показано в роботі [168], врахування тертя через необоротність процесу навантаження веде до того, що остаточний розподіл контактних напруг залежатиме не тільки від кінцевих значень прикладених сил, але і самого процесу навантаження.

Виходячи з вищесказаного слідує, що необхідний метод вирішення контактної задачі, який би дозволяв вирішувати контактну задачу як єдине ціле, без поділу на нормальну і тангенціальну контактні задачі, з прийнятними обчислювальними витратами, з урахуванням історії навантаження і точної геометрії профілів колеса і рейки.

У роботі [168] розглядається контакт двох пружних тіл з урахуванням тертя та різними видами процесу навантаження. Тут коефіцієнт тертя ковзання вважається статичним, тоді як із трибології [34, 166] та експериментальних даних [130] відомо, що коефіцієнт тертя ковзання залежить від безлічі факторів фрикційної взаємодії. Найбільш значущими є вертикальне навантаження і температура в області контакту [34]. У зв'язку з цим розглянемо модифікацію даного підходу, вважаючи, що коефіцієнт тертя в

кожній точці плями контакту в довільний момент навантаження залежить від температури контакту і розподілу нормальних напруг.

Розглянемо контактну взаємодію двох пружних тіл, кожне з яких пов'язане із абсолютно твердим тілом – жорсткою опорою. Передбачається, що поверхня контакту буде плоскою і лежить в загальній для тіл дотичної площини π , що проходить через точку початкового дотику O . Взаємодія визначається функцією $\Delta(t)$, яка являє собою поступальне зближення жорстких опор.

Введемо систему координат $Oxyz$ пов'язану з нижнім тілом ($i = 1$). Початок координат помістимо в точку O осі Ox , Oy розташуємо в площині π , вісь Oz направимо всередину нижнього тіла.

Нехай $P_z(s, t)$, $P_x(s, t)$, $P_y(s, t)$ – складові контактного тиску, а $w(s, t)$, $u(s, t)$, $v(s, t)$ – функції відносного зміщення тіл, що взаємодіють, уздовж осей z , x , y , визначені в точці s :

$$\begin{aligned} w(s, t) &= w_1(s, t) - w_2(s, t) + f(s) - \Delta_z(t) \\ u(s, t) &= u_1(s, t) - u_2(s, t) - \Delta_x(t) \\ v(s, t) &= v_1(s, t) - v_2(s, t) - \Delta_y(t) \end{aligned} \quad (5.2)$$

де $w_i(s, t)$, $u_i(s, t)$, $v_i(s, t)$ – пружні переміщення поверхонь тіл;

$f(s)$ – функція початкового зазору між тілами перед початком застосування.

Тертя сприяє виділенню тепла у сфері контакту тіл. Потужність теплового потоку в точці s моменту часу t визначається за формулою:

$$q(x, y, 0, t) = \mu(\Theta(s, t))P_z(s, t)\dot{w}(s, t) \quad (5.3)$$

де $\mu(\Theta(s, t))$ – коефіцієнт тертя, який залежить від температури в точці s в момент часу t , яка, виходячи з [175], може бути визначена за формулою:

$$\begin{aligned} \Theta(s, t) &= 0,5 \int_0^t \iint_{\Omega} \frac{q(x', y', 0, t) dx' dy' dt'}{8\rho c [\pi\chi(t-t')]^{3/2}} \exp\left(-\frac{\{(x-x')-V(t-t')\}^2 + (y-y')^2}{4\chi(t-t')}\right) = \\ &= \frac{I}{16\rho c [\pi\chi]^{3/2}} \int_0^t \iint_{\Omega} \frac{q(x', y', 0, t) dx' dy' dt'}{(t-t')^{3/2}} \exp\left(-\frac{\{(x-x')-V(t-t')\}^2 + (y-y')^2}{4\chi(t-t')}\right) \end{aligned} \quad (5.4)$$

де $V(t)$ – абсолютна швидкість руху верхнього тіла;

ρ – щільність речовини;

c – коефіцієнт питомої теплоємності;

χ – коефіцієнт температуропровідності.

Тоді умови контактної взаємодії мають вигляд:

$$\begin{aligned} w(s, t) \geq 0, \quad P(s, t) \geq 0, \quad P(s, t)w(s, t) = 0; \\ |P_r(s, t)| \leq \mu(\Theta(s, t))P_z(s, t), \\ U = \sqrt{(\dot{u}(s, t))^2 + (\dot{v}(s, t))^2} \neq 0 \Rightarrow \begin{cases} P_x(s, t) = -\mu(t)P_z(s, t) \frac{\dot{u}}{U} \\ P_y(s, t) = -\mu(t)P_z(s, t) \frac{\dot{v}}{U} \end{cases} \\ s \in \Omega, \quad t \in [0, T] \end{aligned} \quad (5.5)$$

де Ω – передбачувана область контакту.

Припустимо, що мають місце співвідношення

$$\begin{aligned} w_1 - w_2 &= A_{11}P_z + A_{12}P_x + A_{13}P_y \\ u_1 - u_2 &= A_{21}P_z + A_{22}P_x + A_{23}P_y \\ v_1 - v_2 &= A_{31}P_z + A_{32}P_x + A_{33}P_y \end{aligned} \quad (5.6)$$

у яких A_{ij} – лінійні інтегральні оператори з областю інтегрування W . Тоді співвідношення (5.2) запишуться у вигляді:

$$\begin{aligned}
w(s, t) &= A_{11}P_z + A_{12}P_x + A_{13}P_y + f(s) - \Delta_z(t) \\
u_1 - u_2 &= A_{21}P_z + A_{22}P_x + A_{23}P_y - \Delta_x(t) \\
v_1 - v_2 &= A_{31}P_z + A_{32}P_x + A_{33}P_y - \Delta_y(t) \\
\dot{u}(s, t) &= Lu(s, t) \\
\dot{v}(s, t) &= Lv(s, t)
\end{aligned} \tag{5.7}$$

де L – диференціальний оператор по t .

Якщо підставити отримані вирази для $w(s, t)$, $\dot{u}(s, t)$, $\dot{v}(s, t)$ у (5.5), то отримаємо систему співвідношень, яким повинні задовольняти функції $P_z(s, t)$, $P_x(s, t)$, $P_y(s, t)$. Ця система співвідношень еквівалентна системі лінійних операторних рівнянь відносно $P_z(s, t)$, $P_x(s, t)$, $P_y(s, t)$:

$$\begin{aligned}
P_z(x, y) &= h(P_z - ED_1(P_x, P_y, P_z)) \\
P_x(x, y) &= q(P_x - E_1D_2(P_x, P_y, P_z), P_y - E_1D_3(P_x, P_y, P_z), P_z, t) \\
P_y(x, y) &= q(P_y - E_1D_3(P_x, P_y, P_z), P_x - E_1D_2(P_x, P_y, P_z), P_z, t)
\end{aligned} \tag{5.8}$$

Тут

$$\begin{aligned}
D_1(P_x, P_y, P_z) &= A_{11}P_z + A_{12}P_x + A_{13}P_y + f(x, y) - \Delta_z(t) \\
D_2(P_x, P_y, P_z) &= L(A_{21}P_z + A_{22}P_x + A_{23}P_y - \Delta_x(t)) \\
D_3(P_x, P_y, P_z) &= L(A_{31}P_z + A_{32}P_x + A_{33}P_y - \Delta_y(t))
\end{aligned} \tag{5.9}$$

функції $h(\gamma)$, $q(\alpha, \beta, \gamma, t)$ визначаються співвідношеннями

$$\begin{aligned}
h(\gamma) &= \begin{cases} \gamma, \gamma \geq 0 \\ 0, \gamma < 0 \end{cases} \\
q(\alpha, \beta, \gamma, t) &= \begin{cases} \alpha, \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} \leq \mu(\Theta(s, t))\gamma; \\ \mu(\Theta(s, t))\gamma \frac{\alpha}{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}, \sqrt{\alpha^2 + \beta^2} > \mu(\Theta(s, t))\gamma; \gamma \geq 0 \end{cases}
\end{aligned} \tag{5.10}$$

де $E(x, y)$, $E_I(x, y)$ – довільні позитивні функції.

Визначення контактних зусиль звелось до знаходження функцій $P_z(x, y, t)$, $P_x(x, y, t)$, $P_y(x, y, t)$ визначених на множині $\Omega \times [0, T]$, що задовольняють системі нелінійних рівнянь (10) і початковими умовами: $P_z(x, y, 0) = 0$, $P_x(x, y, 0) = 0$, $P_y(x, y, 0) = 0$, для всіх точок $(x, y \in \Omega)$; $\Delta(0) = 0$.

Для наближеного розв'язання системи рівнянь будується її дискретний аналог за принципом, наведеним у роботі [168]. Додатковою умовою є чисельне інтегрування на кожному кроці навантаження виразу (5.3), яке можна здійснити за допомогою методу прямокутників.

Для перевірки роботи алгоритму було розроблено програму в C++ Builder 6.0. В якості тестової було розглянуто завдання кочення кулі радіусом 80 мм за жолобом радіусом 81 мм при навантаженні 115 кН (рисунок 5.5), що відповідає контакту зношеного колеса і нової рейки Р65 в області, близької до реборди. Отримані епюри нормальних напруг уздовж осі кочення для ковзання 5% і 10%, а також аналітичне рішення з теорії Герца наведено на рисунку 5.6. Максимальний контактний тиск відповідно дорівнює 210 МПа, 211 МПа, 191 МПа.

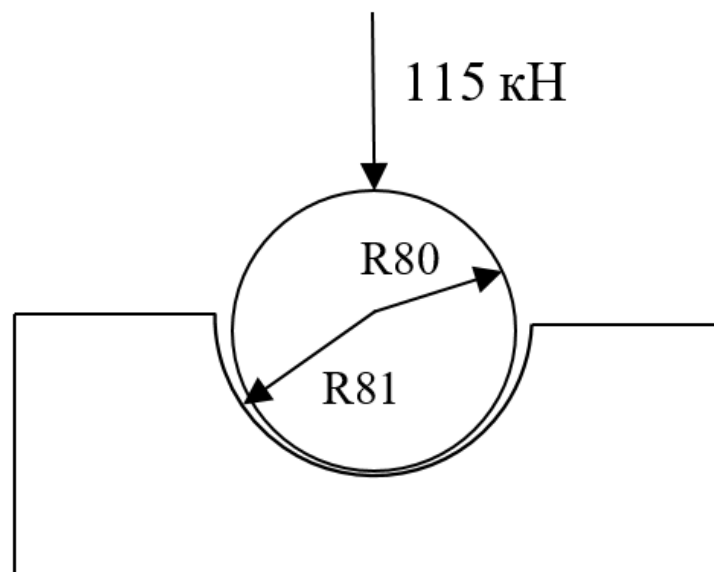


Рисунок 5.5 – Схема контакту

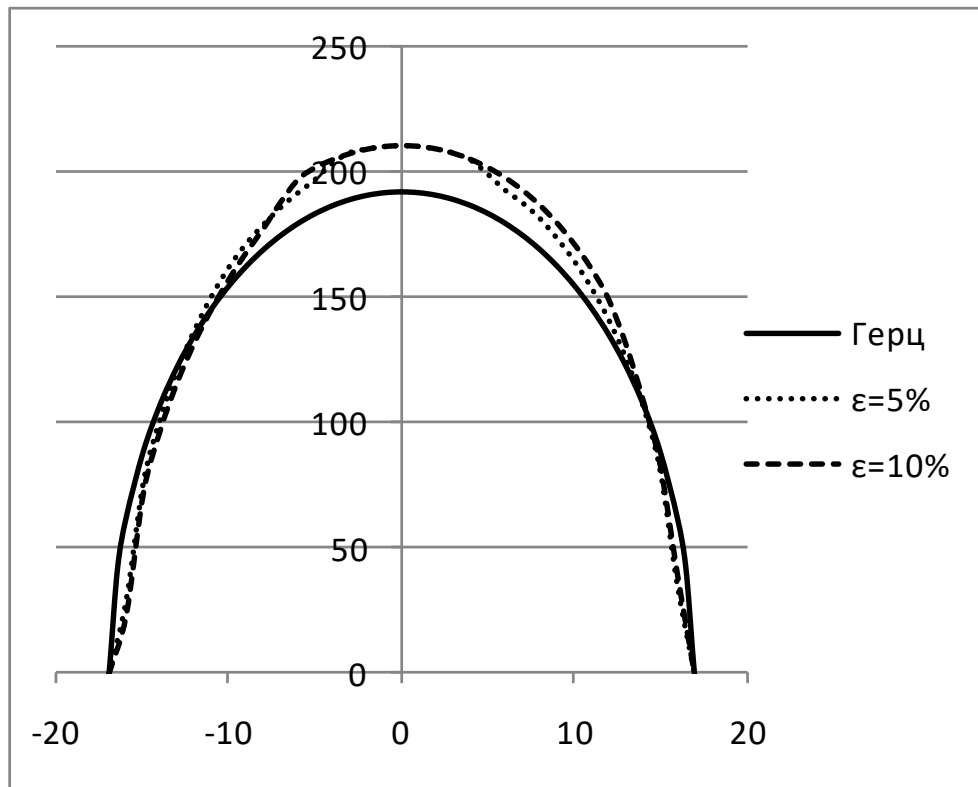


Рисунок 5.6 – Розподіл нормальних напруг уздовж осі кочення

Розроблений підхід де вважається, що коефіцієнт тертя в кожній точці плями контакту в довільний момент навантаження залежить від температури контакту і розподілу нормальних напруг, дає можливість вирішувати нестационарне завдання кочення зі ковзанням, де інтерес представляє розподіл нормальних та тангенціальних контактних напруг у процесі навантаження. В результаті моделювання контакту для узгоджених поверхонь отримана різниця понад 10% між максимальним контактним тиском для чисельного та аналітичного рішень.

Висновки по розділу 5

Розроблено методику використання створеної програми VDEUNU CONTACT для складання контактних довідкових таблиць з метою подальшого використання цих таблиць при моделюванні руху рейкових екіпажів.

В програмі VDEUNU CONTACT на основі обраних діапазону і кроку змін параметрів проводиться рішення контактної задачі для кожної комбінації вхідних параметрів і розраховуються різні вихідні параметри. Комбінація конкретних вхідних параметрів та розраховані для цієї комбінації вихідні параметри формують один запис довідкової таблиці. При цьому кількість записів у довідковій таблиці може досягати десятків мільйонів, тому з точки зору швидкості обробки даних є доцільним використовувати сучасні засоби управління базами даних для організації пошуку по таблиці. Програма для читання даних з таблиць була реалізована за допомогою засобу управління базами даних Firebird і отримала назву FASTTAB. В результаті проведення тестів було визначено, що за швидкістю роботи програма FASTTAB незначно випереджає програму існуючу програму USETAB.

У результаті розрахунків було визначено положення точок початкового контакту на колесі і на рейці в залежності від бокового відношення для контакту нових і зношених профілів колеса і рейки. Та представлені розраховані криві зчеплення для різних фрикційних умов. Отримані розрахункові плями контакту і розподіл різних величин при контакті нової рейки з новим зношеним колесом.

Розроблено підхід, де коефіцієнт тертя в кожній точці плями контакту в довільний момент навантаження залежить від температури контакту і розподілу нормальних напруг, дає можливість вирішувати нестационарне завдання кочення зі ковзанням, де інтерес представляє розподіл нормальних та тангенціальних контактних напруг у процесі навантаження. У результаті моделювання контакту для узгоджених поверхонь отримана різниця понад 10% між максимальним контактним тиском для чисельного та аналітичного рішень.

6 КОНЦЕПЦІЯ УПРАВЛІННЯ ТРИБОКОНТАКТОМ З УРАХУВАННЯМ КЕРУВАННЯ ФРИКЦІЙНИМИ ПРОЦЕСАМИ

6.1 Експериментальне дослідження гранично-максимального коефіцієнта зчеплення

Аналіз створення залізничного транспорту показав, що найдорожчим та проблемним є розробка та технічна реалізація екіпажної частини локомотива, яка багато в чому визначає техніко-економічну ефективність тягового транспортного засобу [16, 176, 177, 178]. Водночас суперечлива оцінка цієї ефективності, викликана складними та неоднозначними залежностями тягово-зчіпних, гальмівних та динамічних якостей локомотива у різних умовах експлуатації.

Для визначення експериментальних залежностей коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою від дії таких факторів, як вертикальне навантаження в контакт, кінематика положення колеса на рейці та стан поверхні колеса та рейки, було модернізовано натурний стенд «Колесо-рейка», створений на кафедрі залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського університету імені Володимира Даля [179, 180, 181, 182]. Авторами виготовлені та встановлені на стенді пристрої зміни положення колеса на рейці при варіюванні вертикального та горизонтального навантаження в одноточковому та двоточковому контактуванні, при цьому створена можливість зміни фрикційного стану контактуючих поверхонь натурального колеса та рейки, а також можливість застосування різних методів очищення поверхонь та варіювання температури у трибологічному контакті. Схема та загальний вигляд натурального стенду «Колесо-рейка» показані на рисунках 6.1, 6.2.

Стенд виконаний таким чином, що дозволяє при випробуваннях враховувати дію кожного окремо діючого фактора, його значення та їхню сукупність, які спостерігаються в реальних умовах експлуатації.

Основними частинами станду є натурне колесо, відрізок рейки, рама, привід, система навантаження, система гальмування. Схема «електродвигун-маховик-мультиплікатор-гідротрансформатор-редуктор» дозволяє при порівняно невеликій потужності приводу короткочасно досягати потужностей, достатніх для імітації боксування навіть при високих навантаженнях колеса на рейку.

Стенд включає в себе основу 1, встановлену на фундаменті, привід, що містить розгінний електродвигун 2, маховик 3, мультиплікатор 4, гідротрансформатор 5, допоміжне гальмо 6, пов'язане карданом 7 з редуктором 8. Останній жорстко пов'язаний, за допомогою муфти 9, з піввіссю колеса Колесо 10 з піввіссю встановлено буксовому вузлі 11, який з'єднаний з рамою 12 станда. На основі станда 13 встановлені основні опорні ролики 14, а також два горизонтальних упорних ролика. Рейка 15 встановлена на опорних роликах 14 з можливістю переміщення щодо колеса 10. У верхній частині рами 12 станда встановлена система навантаження, яка включає комплект пружних елементів 16 і з'єднаний з ним послідовно гідроциліндр 17. Вертикальне навантаження від колеса 10 на рейку 15 створюється гідроциліндром який передає зусилля через пружні елементи 16 та буксовий вузол 11 на колесо 10 [179].

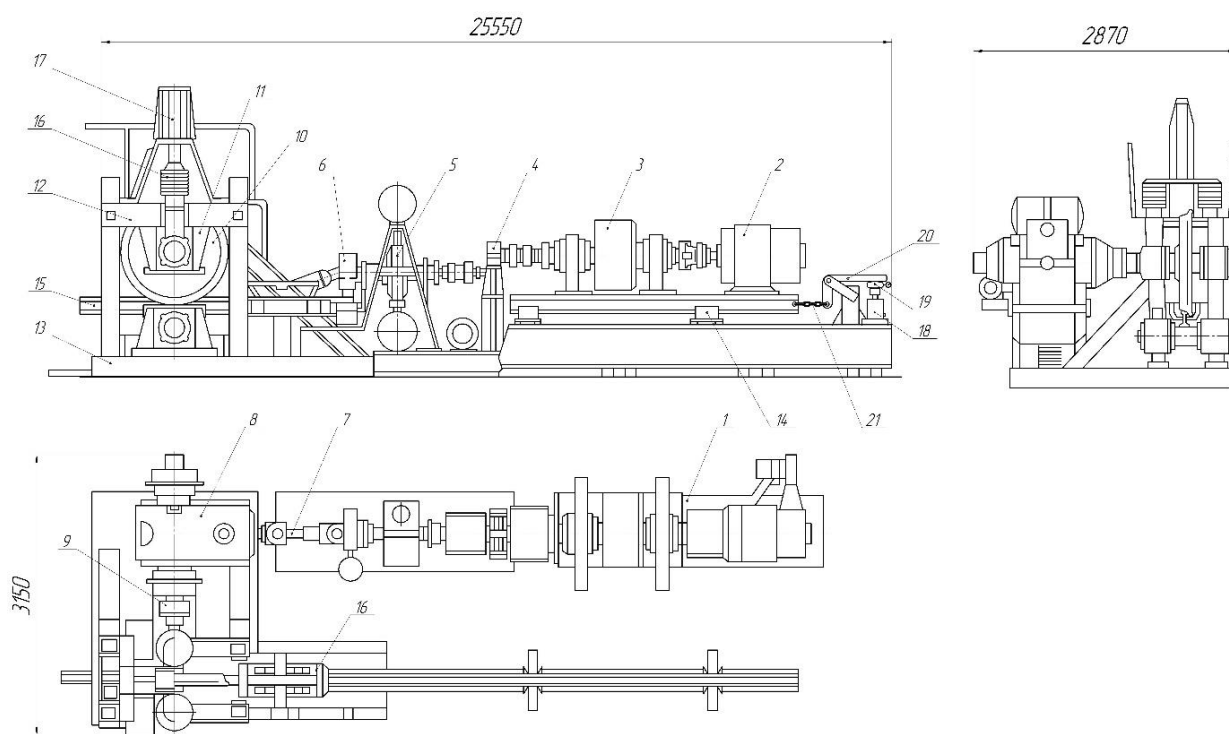


Рисунок 6.1 – Схема натурального стенду «Колесо-рейка»

Система гальмування складається з основного магніто-рейкового гальма 18, призначеного для створення реактивної гальмівної сили при імітації тягового режиму, та допоміжного барабанного гальма 6, встановленого на приводному валу гідротрансформатора 5, призначеного для керування приводом.

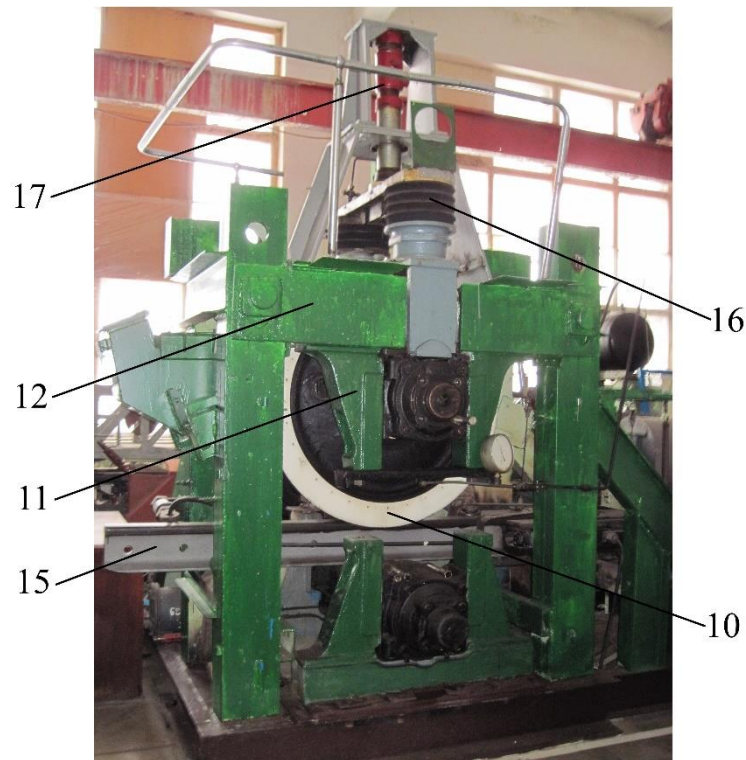


Рисунок 6.2 – Загальний вигляд натурального стенду «Колесо-рейка»:
 10 – колесо, 11 – буксовий вузол, 12 – рама, 15 – рейка, 16 – комплект пружних елементів, 17 – гідроциліндр

Відомо, що на коефіцієнт зчеплення впливає ряд факторів, основними з яких в умовах експлуатації локомотивів є наявність різних забруднень на контактуючих поверхнях коліс і рейок, кінематика руху колеса по рейці, наявність статичних і динамічних вертикальних та горизонтальних сил. Для отримання кількісних характеристик величини зчеплення від різних поверхневих забруднень розроблено методику проведення експериментальних досліджень щодо визначення гранично-максимального коефіцієнта зчеплення [183, 184].

Дослідження проводилися на стенді за розробленою авторами методикою. Рейка 15 по опорних роликах 14 підкочувалася під попередньо підняте колесо 10, яке потім опускалося на головку рейки 15. Колесо 10 гальмувалося шляхом заклинювання півосі і навантажувалося гідроциліндром 17, створюючи вертикальне навантаження $P_{cm} = 115 \text{ кН}$.

Відлік нормального зусилля колеса на рейку здійснювався за шкалою манометра 4 (максимальний вимірюваний тиск 25 МПа, клас точності 2,0), що показує тиск мастила циліндра гідравлічного домкрата. Перерахунок показань манометра у значення навантаження P_{cm} виконувалося за формулою:

$$P_{cm} = P_{кол} + \frac{P_m \cdot \pi \cdot d^2}{4}, \quad (6.1)$$

де $P_{кол} = 1 \cdot 10^4 \text{ Н}$ – власна вага колеса;

P_m – показники манометра, Па;

$d = 92 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – внутрішній діаметр циліндра гідравлічного домкрата.

Після вертикального навантаження колеса 10 та його заклинювання, здійснювалося тангенціальне навантаження за допомогою спеціально розробленого механізму тангенціального навантаження.

Тангенціальне навантаження F_T передається від домкрата 18, встановленого на основі 1, до рейки 15 через динамометр 19, кронштейн 20 і ланцюг 21. Величина цього навантаження визначалася за відхиленням стрілки індикатора годинного типу (ГОСТ 577-68, ціна поділу $0,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}$) з наступним перерахуванням за тарировочною характеристикою зразкового динамометра 19 (ДОСМ-3-5 за ГОСТ 9500-84), що враховує передатне відношення кронштейна 20, яке дорівнює $i = 2,445$.

Так, як колесо 10 заклинене і фрикційно пов'язане з рейкою 15, то сила F_T прагне створити прослизання колеса 10 щодо рейки 15. Як реакція на цю силу виникає зовнішня, щодо рейки, сила зчеплення $F_{зч} = F_T$, яка перешкоджає прослизання колеса 10 щодо поверхні рейки 15. Коли тангенціальне навантаження F_T перевищує межу зчеплення, в контакті відбувається прослизання колеса 10. У момент прослизання за шкалою індикатора, встановленому на динамометрі 19, фіксується значення сили F_T , що відповідає максимальній силі зчеплення $F_{зч}$.

При цьому гранично-максимальний коефіцієнт зчеплення визначається за формулою:

$$\psi = \frac{F_{зч}}{P_{ст}} \cdot \quad (6.2)$$

В якості вихідних фрикційних станів поверхні рейки використовувалися стани: рейка чиста і суха, покрита водою, покрита дизельним паливом (ДП) і покрита відпрацьованим маслом (ВМ) [183, 184].

Методика проведення експериментів передбачала три серії поїздок із наступною послідовністю дій:

1. Рейка приводилась в один з перерахованих фрикційних кінематичних та навантажувальних станів, після чого здійснювалася серія вимірних випробувань.

2. Далі на рейку наносився кварцовий пісок у кількості ($\approx 0,1-0,2 \text{ кг/м}^2$), що відповідає нормативній подачі піску 1 кг/хв пісочною системою стандартного виконання при швидкості руху локомотива 5 км/год та визначалися характеристики даного модифікованого фрикційного стану [185].

3. Після цього рейка піддавалася струминно-абразивному впливу (рисунок 6.3) з використанням найбільш ефективного режиму очищення, і знову визначалися фрикційні характеристики для різних типів забруднень [186, 187, 188].

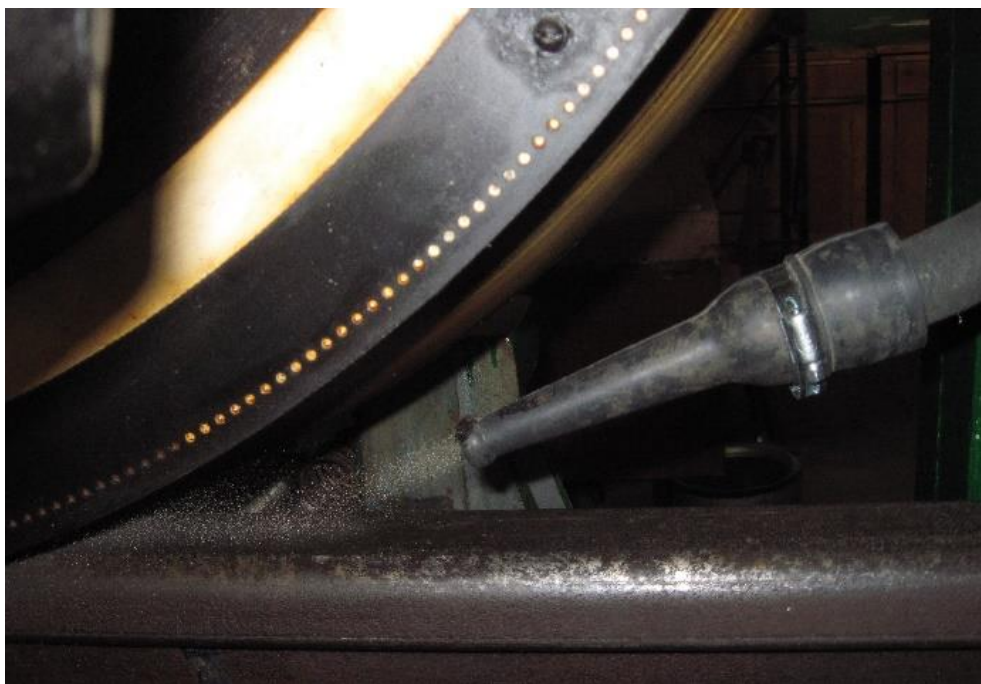


Рисунок 6.3 – Струминно-абразивний вплив на поверхню рейки

При дослідженні впливу фрикційного стану контакту на гранично-максимальний коефіцієнт зчеплення, рейка поділялася на зони, на кожній з яких досліджувався певний фрикційний стан. Після кожного випробування поверхні колеса і рейки зміщувалися один щодо одного. Для отримання надійних та об'єктивних даних кожне випробування проводилося багаторазово.

В результаті математичної обробки експериментальних даних отримано величини гранично-максимального коефіцієнта зчеплення (рисунок 6.4) для кожного досліджуваного фрикційного стану рейки, а також при подачі піску та струминно-абразивному впливі на поверхню рейки (САВ).

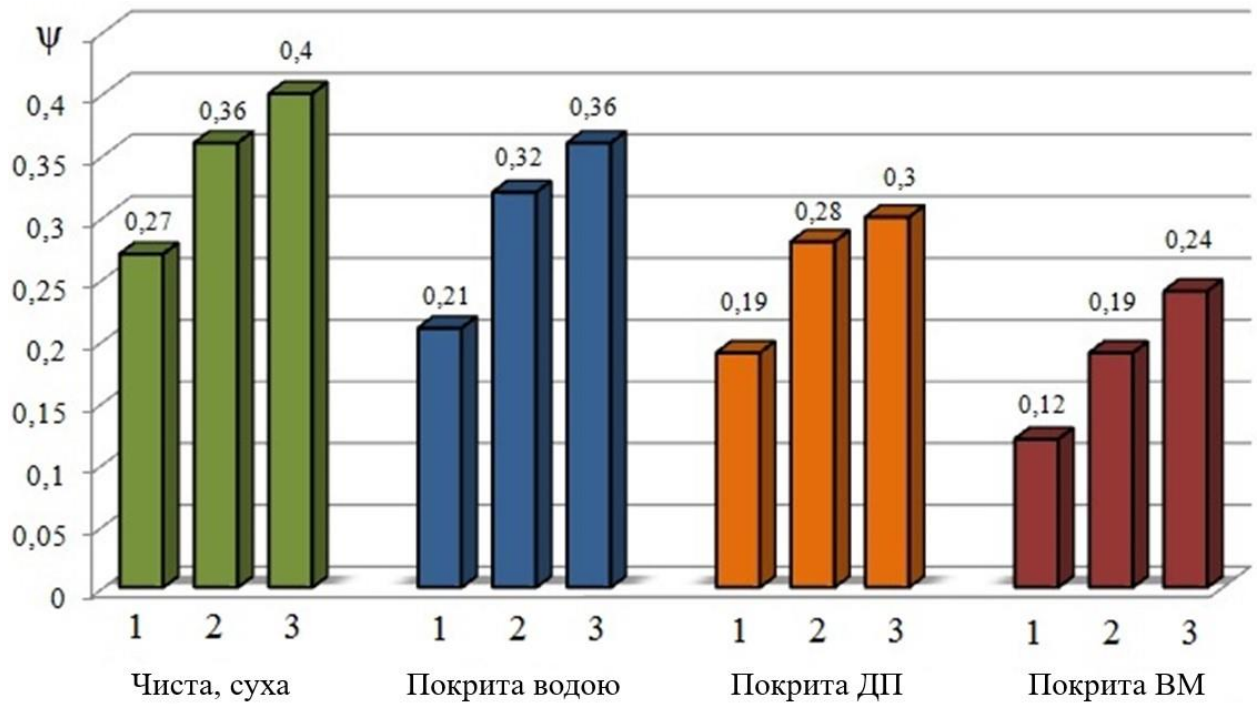


Рисунок 6.4 – Залежність гранично-максимального коефіцієнта зчеплення від фрикційного стану рейки: 1 – без піску; 2 – з піском; 3 – при САВ

Для рейки, покритої поверхневими забрудненнями, характерно, що умови контактування рейки з колесом погіршуватимуться. Причому це погіршення залежить від виду забруднення.

Як видно із діаграми, представленої на рисунку 6.4, при САВ коефіцієнт зчеплення підвищується, що можна пояснити поліпшенням фрикційного стану контакту «колесо-рейка» за рахунок його очищення, абсорбції та винесення забруднень з зони контактування поверхонь.

Зіставляючи результати експериментів, отримані для рейки, покритої водою, ДП і ВМ, можна побачити, що ефект очищення забрудненої рейки за допомогою двофазного струминно-абразивного потоку ефективніший, ніж для рейки, покритої забрудненнями та за умови подачі піску.

За результатами математичної обробки отриманих експериментальних даних встановлено, що різниця гранично-максимального коефіцієнта зчеплення між подачею піску і САВ на покритій ДП рейці становимо 6,6%. На

чистій та сухій рейці їх різниця становить 10%, на покритій водою рейці – 11,1%, на замасленій рейці – 20,8%.

Дані результати дозволяють спрогнозувати управління зміною величини коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою, за їх різних фрикційних умов контактування та нових методів покращення їх контактування.

6.2 Проведення теоретико-експериментальні дослідження щодо впливу динамічних навантажень на коефіцієнт зчеплення

Зчеплення має складну фізичну природу контактної молекулярно-механічної взаємодії коліс із рейками. Більше того, локомотив є складною динамічною нелінійною коливальною системою, схильною до обурливих впливів випадкового характеру, що ускладнює чисельне визначення сил, що зумовлюють зчеплення.

До факторів, які істотно впливають на величину коефіцієнта зчеплення, прийнято відносити такі [38, 56, 189]:

- наявність забруднення на головці рейок;
- площа контакту між колесом та рейкою;
- геометричні параметри рейкової колії (наявність кривих, підйомів, спусків);
- вплив зовнішнього середовища (температура, вологість повітря та інші).

Нарешті, розрахунок зчеплення є також техніко-економічною проблемою, яку вирішують з позицій суперечливих вимог: з одного боку, при підвищенні навантаження від колісної пари на рейки зростають вагові норми та провізна здатність доріг, що підвищує економічність та продуктивність тяги, а з іншого – зростають руйнування рейок, знос бандажів та рейок, що знижує ефективність тяги та може спричинити збої руху поїздів. Наприклад, відомо, що 98% випадків зламу рейок відбувається по контактним напругам. Ковзання коліс на 90% визначає знос і термін служби бандажів колісних пар. За статистичними спостереженнями у електровозів кожні 10 тис. км пробігу

товщина бандажів зменшується від 0,5 до 1,5 мм. Все це в сукупності породжує невизначеність і ускладнює побудову розрахункової моделі сили тяги по зчепленню, яка була б достовірною за природою зчеплення, універсальною по обліку факторів, що діють по всій мережі доріг, і, нарешті такою, що задовольняє техніко-економічним вимогам.

Основним показником, що визначає потенційні можливості контакту колеса з рейкою по зчепленню, зазвичай вважають фізичний коефіцієнт зчеплення, який дорівнює відношенню максимальної сили зчеплення, що розвивається одиночним колесом при рушанні з місця при постійному вертикальному навантаженні і відсутності будь-яких динамічних збурень, до цього навантаження.

Майже всі дані по фізичному коефіцієнту зчеплення отримані експериментально. У лабораторних умовах при терті сталі по сталі його значення доходять до 0,6-0,7 [38]. Однак на практиці фізичні коефіцієнти зчеплення, заміряні на залізницях, мають значний розкид і рідко перевищують значення 0,40-0,45, зареєстровані та нижчі значення аж до 0,06 [27, 28]. Основною причиною їх зниження є забруднення поверхонь катання рейок і коліс маслами, пилом у поєднанні з водою, залишками піску, опалим листям, продуктами зношування поверхонь тощо.

Зниження тягових можливостей контакту колеса з рейкою зі збільшенням швидкості кочення пояснюють двома основними причинами. По-перше, збільшенням інтенсивності динамічних процесів у системі колесо-рейка. По-друге, явищами, пов'язаними з тривалістю контактування та пластичністю матеріалів колеса та рейки. Щодо останньої причини, то можливості її усунення видаються вельми обмеженими, тоді як перша, пов'язана з динамічними характеристиками екіпажу, цілком піддається управлінню [190].

У зв'язку з цим необхідно провести дослідження впливу вертикального та горизонтального динамічного навантаження на максимальний коефіцієнт зчеплення та представити графічні залежності для трьох станів контакту колеса та рейки.

Дослідження проводилися у режимі реалізації сили тяги між колесом та рейкою. Проведенню випробувань передувала підготовка поверхонь контакту колеса і рейки для забезпечення трьох станів: чистого сухого (I), змоченого водою (II), забрудненого мастильними матеріалами (III). Послідовність проведення експерименту наступна [16, 190].

Маховик стенду розкручується електродвигуном, накопичуючи кінетичну енергію. Після вимкнення електродвигуна та відповідних перемикачів гідротрансформатора крутний момент від маховика передається колесу, яке реалізує його в контакті з рейкою. При цьому на рейки створюється гальмівне зусилля. У процесі випробувань вертикальна та горизонтальна складові зусиль від колеса на рейку створюються за допомогою пресвібратора та гідравлічної системи.

Діапазон змін значень коефіцієнта динаміки k_d та відносного поперечного ковзання ε_y у проведених дослідах визначено на підставі аналізу апріорної інформації з експлуатаційних характеристик локомотива та з урахуванням можливостей розробленої стенової установки. При цьому k_d змінювався від 0 до 0,4, а ε_y від 0 до 1%. Вертикальне динамічне навантаження та горизонтальна поперечна швидкість колеса по рейці змінювалися за гармонічним законом:

$$P_g = P_{cm} (1 + k_d \sin wt); V_y = Aw \cos wt = 2A\pi f \cos 2\pi ft; \quad (6.3)$$

де $P_{cm}k_d$ – амплітуда вертикального навантаження;

A – амплітуда переміщень колеса щодо рейки;

f – частота поперечних коливань.

Дослідні значення максимального коефіцієнта зчеплення визначаються за формулою:

$$\psi_{max} = \frac{F_{зч max} - F_{ін}}{P_{ст}}; \quad (6.4)$$

де $F_{зч max}$ – максимальна сила зчеплення, виміряна в момент початку боксування тензодинамометром на магніторейковому гальмі;

$F_{ін}$ – інерційна покривка на силу зчеплення, що визначається виразом

$$F_{ін} = m_p w_p;$$

де m_p – маса рейки ($m_r = 810$ кг);

w_p – прискорення рейки в момент вимірювання сили зчеплення.

Для експериментальної оцінки впливу динамічних сил в контакті «колесо-рейка» на реалізовану величину максимальної сили зчеплення скористаємося методом теорії планування експериментів, який дозволяє істотно скоротити кількість проведених дослідів і отримати математичну модель досліджуваного процесу та оцінити спільний та самостійний вплив кожного з факторів на процес зчеплення. Метод планування експериментів передбачає вибір факторів, їх рівнів та інтервалів варіювання, визначення відгуку системи, складання матриці планування та отримання рівнянь регресії.

Згідно завдань цієї статті факторами, що варіюються, вважаємо коефіцієнт вертикальної динаміки і відносну швидкість поперечного ковзання колеса щодо рейки, що підтримуються на заданому рівні в ході експериментів.

Кожен фактор може приймати у досліді одне або кілька значень – рівнів. Кількість станів об'єкта досліджень, необхідне для реалізації всіх можливих поєднань рівнів факторів визначають за формулою [26, 191, 192]:

$$N = U^E; \quad (6.5)$$

де N – кількість станів;

U – кількість рівнів;

E – кількість факторів.

В якості відгуку при експериментах вибираємо максимальний коефіцієнт зчеплення ψ_{max} .

Розв'язання задачі, тобто встановлення залежності максимального коефіцієнта зчеплення ψ_{max} від досліджуваних факторів отримаємо у вигляді рівняння:

$$y = f(x_1, \dots, x_k), \quad (6.6)$$

де f – функція відгуку;

x_1, x_k – фактори;

$y = \psi_{max}$.

В якості досліджуваних факторів розглядаємо коефіцієнт вертикальної динаміки та відносне ковзання.

Для побудови плану експерименту вибираємо вихідну точку (основний чи нульовий рівень), навколо якої визначаються дослідні точки, симетричні щодо нульового рівня. Результати досліду з вибраним набором факторів дозволяють побудувати модель, що використовується для визначення значень в інших точках факторного простору.

Представимо реальні та кодові значення досліджуваних факторів в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Реальні та кодові значення досліджуваних факторів

Фактори	Кодові значення		Реальні значення	
	X_1	X_2	k_d	$\varepsilon_y, \%$
Інтервал варіювання	1	1	0,2	0,5
Основний рівень	0	0	0,2	0,5
Верхній рівень	1	1	0,4	1,0
Нижній рівень	-1	-1	0,0	0,0

Пошук математичної моделі почнемо з розгляду всіх можливих станів досліджуваної системи, що знаходиться під дією двох факторів, для цього

реалізуємо план повного факторного експерименту (ПФЕ) типу 2. Побудуємо матрицю планування та результатів експерименту для різних станів контакту колеса з рейкою (таблиця 6.2).

Таблиця 6.2 – Матриця планування та результатів експерименту для різних станів контакту колеса з рейкою

Матриця плану					Стан контакту					
№ досліджу	x_0	план		x_1, x_2	I		II		III	
		x_1	x_2		\ddot{y}_i	$\hat{s}_i^2(y)$	\ddot{y}_i	$\hat{s}_i^2(y)$	\ddot{y}_i	$\hat{s}_i^2(y)$
1	1	1	1	1	0,296	0,0013	0,235	0,0019	0,089	0,00226
2	1	-1	1	-1	0,394	0,001	0,279	0,0016	0,106	0,00198
3	1	1	-1	-1	0,456	0,0012	0,313	0,0015	0,119	0,00213
4	1	-1	-1	2	0,55	0,009	0,388	0,00108	0,156	0,00176
Σ					1,696	0,0044	1,216	0,00554	0,47	1,0081

Дослідні значення максимального коефіцієнта зчеплення визначалися з осцилограми за формулою (6.4).

Перевірка значень максимального коефіцієнта зчеплення за критерієм Пірсона показала, що вибірка параметрів є випадковою величиною, взятої з генеральної сукупності з нормальним законом розподілу.

Середнє значення коефіцієнта зчеплення для всіх рівнів факторів визначалося для однакових швидкостей руху рейки за формулою:

$$y_i = \frac{y_{i1} + y_{i2} + \dots + y_{in}}{n}; \quad (6.7)$$

де n – кількість дослідів на даному рівні факторів та швидкості руху ($n = 80$).

Помилка відтворення дослідів дорівнює:

$$s_y = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (6.8)$$

З метою виключення помилкових результатів підраховувалося відношення $\frac{y_i - \bar{y}}{s_i}$, яке порівнювалося з t – розподілом Стюдента за 5% рівнем значимості. Результати відкидалися, якщо відношення було більше табличного значення t – розподілу.

Перевірка однорідності дисперсій проводилася за критерієм Кохрена при 5%-ному рівні значущості $G = \frac{\hat{S}^2 \max}{\sum_1^n \hat{S}_i^2 (y)}$. Отримані значення критерію для

всіх трьох станів контакту $G^I=0,409$; $G^{II}=0,415$; $G^{III}=0,308$ не перевищують табличних, отже, гіпотеза про однорідність дисперсій не відкидається.

Дисперсія відтворення коефіцієнта зчеплення визначалася за формулою:

$$S^2 \{y\} = \frac{\sum_{i=1}^N S_i^2 (y)}{N} \quad (6.9)$$

$$S^2 \{y\}_I = \frac{0,044}{4} = 0,0011;$$

$$S^2 \{y\}_{II} = \frac{0,0054}{4} = 0,0013;$$

$$S^2 \{y\}_{III} = \frac{0,0081}{4} = 0,002.$$

Виходячи з пропозиції, що коефіцієнт зчеплення лінійно залежить від досліджуваних факторів, опишемо процес взаємодії у вигляді лінійного рівняння регресії, яке дозволить оцінити силу впливу досліджуваних факторів на коефіцієнт зчеплення та з'ясувати ефект їхньої взаємодії:

$$y = b_0x_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2; \quad (6.10)$$

де y – досліджуваний відгук;

b_0, b_1, b_2, b_{12} – коефіцієнти рівняння;

x_1, x_2 – фактори, що варіюються.

Коефіцієнти рівняння регресії визначимо за формулою:

$$b_j = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \bar{y}_i x_{iy}, \quad (6.11)$$

де $i = 1, 2; j = 0, 1, 2$ – номер фактору.

У результаті обчислень отримаємо залежність коефіцієнта зчеплення від досліджуваних факторів.

Математичні моделі досліджуваних процесів для трьох станів контакту «колесо-рейка» представлені в таблиця 6.3.

Таблиця 6.3 – Математичні моделі досліджуваних процесів для трьох станів контакту колесо-рейка

Стан контакту «колесо-рейка»	Рівняння регресії
I	$y^I = 0,424 - 0,048x_1 - 0,079x_2 - 0,002x_1x_2$
II	$y^{II} = 0,304 - 0,0297x_1 - 0,0468x_2 - 0,0775x_1x_2$
III	$y^{III} = 0,118 - 0,0135x_1 - 0,02x_2 - 0,005x_1x_2$

Адекватність отриманих математичних моделей встановимо порівнюванням розрахункового та табличного значень критерію Фішера при

3% рівні значущості, для чого розрахуємо $F = \frac{S_{ag}^2}{S^2\{y\}}$,

де $S_{ag}^2 = \sum_{i=1}^N \Delta y_i^2 / f$ – дисперсія адекватності;

f – число ступенів свободи.

Експериментальні значення критерію Фішера менші за табличні, що свідчить про адекватність отриманих рівнянь.

Значимість коефіцієнтів у рівняннях регресії перевірялася за t -критерієм Стьюдента для рівня значимості 0,05. Отримані довірчі інтервали порівнювалися з абсолютними величинами коефіцієнтів рівнянь регресії. Оскільки коефіцієнти виявилися більше довірчих інтервалів, всі вони значущі.

Аналізуючи отримані рівняння регресії, можна дійти невтішного висновку у тому, що зі збільшенням досліджуваних чинників максимальний коефіцієнт зчеплення зменшується. Крім того, фактор має більший вплив на максимальний коефіцієнт зчеплення, ніж фактор x_1 , так як $|0,079| > |0,048|$; $|0,0468| > |0,0297|$; $0,02 > 0,0135$.

У рівняння таблиці 6.3 фактори входять у кодованому масштабі. Від кодованих значень до натуральних перейдемо, скориставшись формулами:

$$x_1 = \frac{k_d - 0,2}{0,2}; \quad x_2 = \frac{\varepsilon_y - 0,5}{0,5} \quad (6.12)$$

Підставляючи ці вирази у рівняння таблиці 6.3 отримаємо:

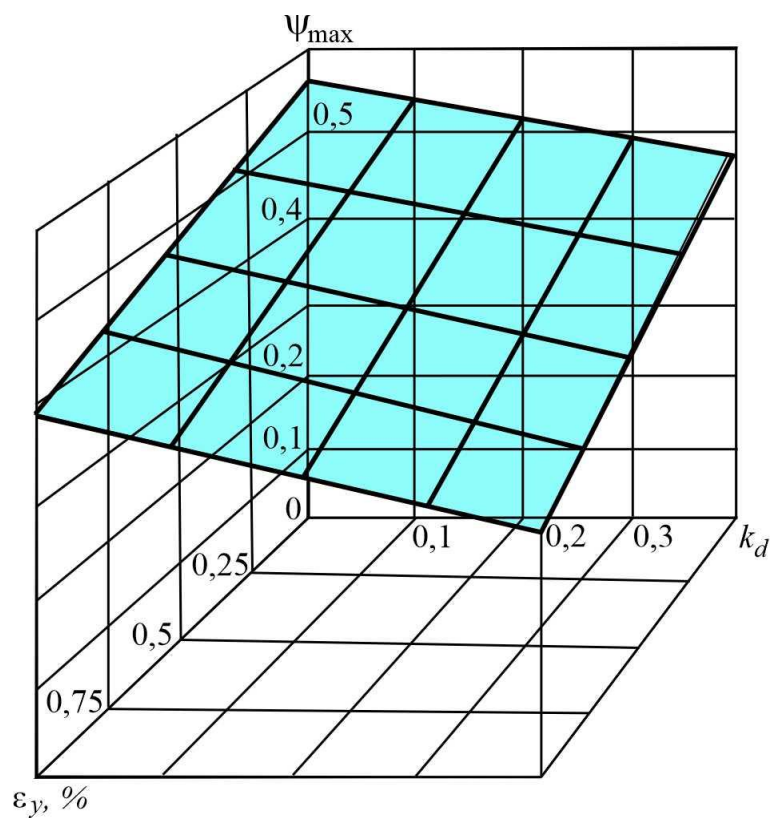
$$\psi^I_{max} = 0,549 - 0,23k_d - 0,154\varepsilon_y - 0,02k_d\varepsilon_y$$

$$\psi^{II}_{max} = 0,388 - 0,188k_d - 0,109\varepsilon_y - 0,078k_d\varepsilon_y \quad (6.13)$$

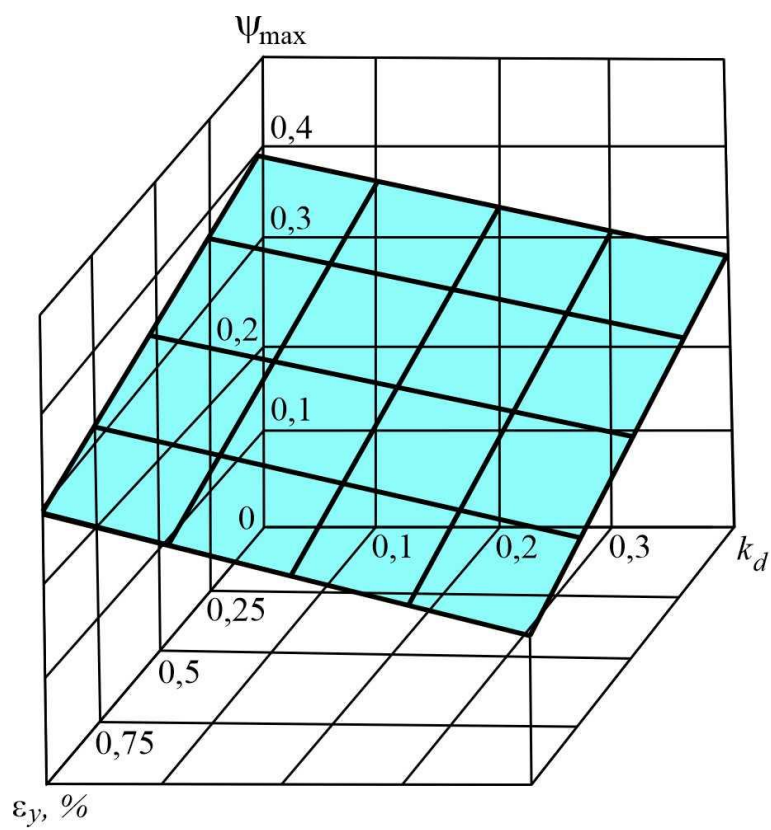
$$\psi^{III}_{max} = 0,156 - 0,0925k_d - 0,05\varepsilon_y - 0,05k_d\varepsilon_y$$

Отримані математичні моделі описують зчпні якості колеса та рейки за наявності зовнішніх динамічних збурень (коливань вертикального та горизонтального навантаження в контакті «колесо-рейка»).

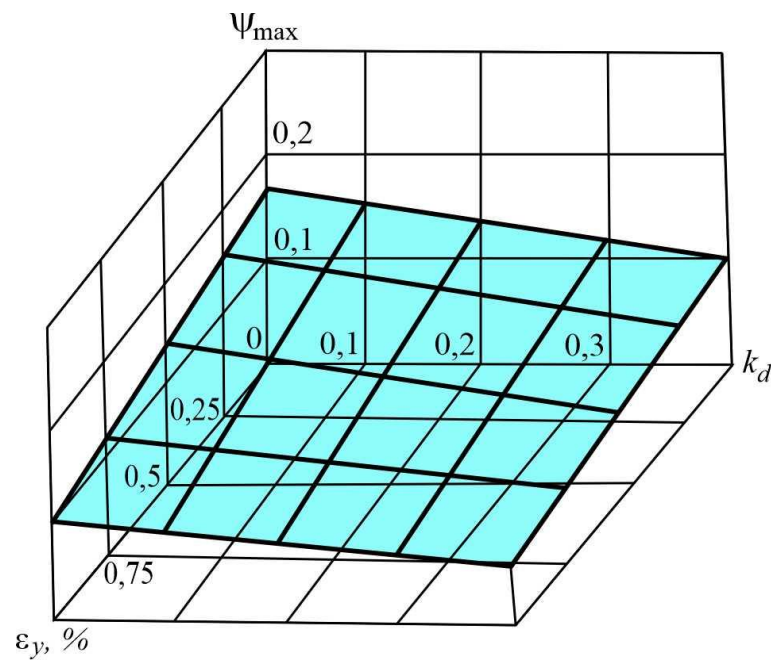
На рисунку 6.5 графічно представлені отримані залежності для трьох станів контакту колеса та рейки.



a)



б)



в)

Рисунок 6.5 – Теоретичні (кореляційні) залежності максимального коефіцієнта зчеплення від коефіцієнта вертикального та горизонтального навантаження: а – чистої сухої рейки, б – змоченої водою рейки, в – забрудненої мастильними матеріалами рейки

Крім цього метою стендових випробувань була перевірка методики визначення тягових якостей локомотива з використанням для цього критерію, названого коефіцієнтом запасу по зчепленню τ .

Для цього в процесі проведення випробувань щодо визначення впливу динамічних навантажень на максимальний коефіцієнт зчеплення визначався коефіцієнт запасу по зчепленню для коефіцієнта тяги $k_0 = 0,7$.

На рисунку 6.6 представлені залежності коефіцієнта запасу по зчепленню τ від коефіцієнта вертикальної динаміки k_d та відносно горизонтального ковзання ε_y , побудовані для середніх значень $\tau_{0,7}$, отриманих у процесі дослідів. Аналіз отриманих результатів свідчить про значний вплив динамічних навантажень коефіцієнта запасу по зчепленню. Так збільшення коефіцієнта вертикальної динаміки від 0 до 0,4 зменшує $\tau_{0,7}$ на 17%, а

збільшення відносного поперечного ковзання від 0 до 1,0% зменшує $\tau_{0,7}$ на 25%.

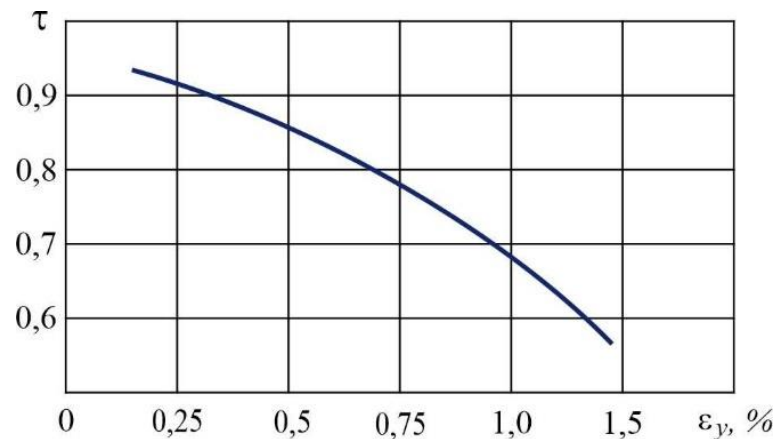
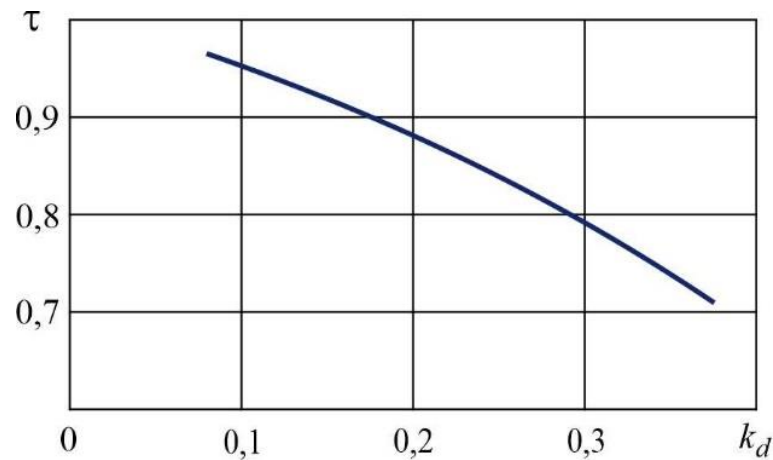


Рисунок 6.6 – Експериментальні залежності коефіцієнта запасу по зчепленню τ від коефіцієнта вертикальної динаміки k_d та відносно горизонтального ковзання ε_y

Порівнюючи два методи оцінки впливу динамічних навантажень на тягові якості контакту «колесо-рейка» за максимальними значеннями коефіцієнта зчеплення і за значеннями коефіцієнта запасу по зчепленню можна зробити висновок про схожість отриманих результатів. Так із збільшенням k_d і ε_y значення як максимального коефіцієнта зчеплення ψ_{max} так і коефіцієнт запасу по зчепленню $\tau_{0,7}$ зменшуються. При цьому, якщо зі зростанням k_d от 0 до 0,3 ψ_{max} зменшується на 12,7%, то $\tau_{0,7}$ зменшується на 10%; зі зростанням ε_y від

0 до 1,0% ψ_{max} зменшується на 28%, а $\tau_{0,7}$ на 20%, тобто різниця в абсолютних величинах цих оцінок становить 2-8%, залишаючи незмінним їх характер.

Цей висновок може бути підтвердженням доцільності застосування розробленого критерію – коефіцієнта запасу по зчепленню – для порівняльної оцінки тягових якостей локомотивів та окремих колісних пар.

6.3 Дослідження фізичного коефіцієнта зчеплення у фрикційному контакті «колесо-рейка»

В даний час на залізничному транспорті все більшої актуальності набувають раціональні методи експлуатації, ремонту, обслуговування та модернізації рухомого складу, оскільки витрати на поточний ремонт тягового рухомого складу істотно перевищують приріст парку в експлуатації. Також треба відзначити технічний стан рухомого складу, що кожного року погіршується.

Дослідження умов найбільш повної реалізації сили зчеплення коліс рухомого складу з рейками та заходів, що забезпечують ці умови, мають велику практичну цінність. Від величини та стабільності значень коефіцієнта зчеплення залежать важливі техніко-економічні показники ефективності локомотивної тяги, такі як вага, швидкість вантажів, що перевозяться та інші [193].

Одним з напрямків в області підвищення ефективності роботи рухомого тягового складу є зниження втрат тягової енергії, пов'язаних з нестабільністю значень коефіцієнта зчеплення коліс з рейками [194].

Коефіцієнт зчеплення залишається одним із основних показників функціональної ефективності локомотива як тягового транспортного засобу. Підвищена витрата енергії та інтенсивне зношування коліс та рейок є найбільш гострими проблемами рейкового транспорту. Стійке зчеплення коліс локомотивів з рейками не завжди реалізується, що вимагає великої витрати

піску, як найбільш ефективного та поширеного способу підвищення зчеплення колісних пар з рейками [195, 196].

Як відомо, на фізичний коефіцієнт зчеплення впливає низка факторів. Більшість із них для всіх колісних пар локомотива можна вважати однаковими. Відмінності, як показує практика, можуть мати місце лише у зв'язку з так званим ефектом очищення рейки колесом, що йде попереду.

Виходячи з викладеного, необхідно розробити методику проведення досліджень щодо розподілу фізичного коефіцієнта зчеплення на колісних парах локомотива.

Дослідження проводилися на стенді, створеному на кафедрі залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля [25, 197, 198].

Вплив колісних пар, що йдуть попереду на фізичний коефіцієнт зчеплення наступної за ними колісної пари визначалося шляхом моделювання цього процесу відповідною кількістю проходів колеса по одній й тій же ділянці рейки. Перший прохід колеса відповідав руху першої колісної пари, другий прохід – другій колісній парі і т.д. Тобто фізичний коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, вимірний, наприклад, після двох попередніх проходів колеса по цій ділянці, відповідатиме фізичному коефіцієнту зчеплення третьої колісної пари [199].

Фізичний коефіцієнт зчеплення визначався за такою методикою. Колесо шляхом заклинки осі загальмовувалося, створювалося вертикальне навантаження $P_{cm} = 115 \text{ кН}$. За допомогою домкрата 18 (рисунок 6.1), встановленого на основі 1 та кронштейні 20, рейці 15 прикладалось поздовжнє зусилля. Зусилля передається від домкрата 18 до рейки 15 через динамометр 19, кронштейні 20 і ланцюг 21. Коли поздовжня сила перевищує межу зчеплення, в контактi відбувається прослизання колеса, що відповідає максимальній силі зчеплення. При цьому фізичний коефіцієнт зчеплення визначається за такою формулою:

$$\psi_0 = \frac{(P_z - P_p)}{P_{cm}} i, \quad (6.14)$$

де P_z – зусилля по динамометру в момент ковзання при загальмованій рейці;

P_p – зусилля по динамометру в момент ковзання при розгальмованій рейці;

i – передаточне відношення важільної передачі.

Випробування проводилися на рейці, вилученій з експлуатації, схильній до наклепу і з незначним прокатом. Контактуючі поверхні перед проведенням дослідів оброблялися для забезпечення відповідного стану контакту: чистого, сухого, змоченого водою, забрудненого мастильними матеріалами.

Досліджувався вплив на ефект очищення тягового зусилля, що реалізується колесом, що йде попереду. Відносна його величина, що дорівнює

$k = F_{зч} / P_{cm} \psi_0$, змінювалася в межах від 0 до 1,0 з проміжними значеннями:

0,4; 0,6; 0,8. У процесі чергового проходу рейки підтримувалося одне із

зазначених значень $F_{зч} / P_{cm} \psi_0$.

В результаті проведення експериментальних досліджень процесу зчеплення в контактi колеса з рейкою та обробки дослідних даних отримано, в середньому, по 120 значень фізичного коефіцієнта зчеплення, що визначають його величину під кожною колісною парою шестивісного локомотива при реалізації ним сили тяги від 0 до максимальної величини. Ці значення отримані для кожного з трьох станів поверхні рейки: чистої-сухої, политої водою, замасленої. Математична обробка результатів експериментів дозволила визначити математичне очікування та середньоквадратичне відхилення фізичного коефіцієнта зчеплення на першій по ходу руху колісній парі візка локомотива для кожного з трьох станів рейкового шляху (таблиця 6.4).

Таблиця 6.4 – Результати експерименту

Умовне позначення	Найменування параметру	Стан поверхні рейки		
		чиста-суха	полита водою	замаслена
$M(\psi_{01})$	Математичне очікування фізичного коефіцієнта зчеплення	0,57	0,41	0,16
$S(\psi_{01})$	Середньоквадратичне відхилення	0,008	0,018	0,027

Функції розподілу фізичного коефіцієнта зчеплення (рисунок 6.7) підпорядковані нормальному закону розподілу та мають для кожного стану рейки:

$$\begin{aligned}
 \text{чиста-суха } f(\psi_{01}) &= 50e^{-1812(\psi_0-0,57)^2} \\
 \text{полита водою } f(\psi_{01}) &= 22,2e^{-1543(\psi_0-0,41)^2} \\
 \text{замаслена } f(\psi_{01}) &= 18,8e^{-1033(\psi_0-0,18)^2}
 \end{aligned} \tag{6.15}$$

За отриманими значеннями визначено максимальну силу зчеплення $F_{зч\ max}$.

На рисунках 6.8 та 6.9 наведені експериментальні значення залежності фізичного коефіцієнта зчеплення на кожній колісній парі від реалізованого коефіцієнта тяги колісними парами, що йдуть попереду, для рейки политою водою та для замасленої рейки.

Для колісних пар локомотива, що рухаються по чистій-сухій рейці, фізичний коефіцієнт зчеплення на кожній з них практично дорівнює його значенню для першої осі $\psi_{01} = 0,54$. При цьому його значення не змінюється і від величини тягового зусилля, що реалізується. Таким чином, усі колісні пари локомотива, що рухаються по чистим сухим рейками, мають приблизно однаковий фізичний коефіцієнт зчеплення. Для рейки, политої водою, характерно, що умови контактування перед кожною наступною колісною парою локомотива змінюватимуться. Причому ця зміна залежить від величини тягового зусилля, що реалізується колісними парами, що йдуть попереду. Ті ж явища спостерігаються і для замасленої рейки.

Це можна пояснити поліпшенням фрикційного стану контакту «колесо-рейка» за рахунок його механічного очищення та винесення забруднень, а також за рахунок випаровування води або зміни стану масляної плівки.

Ефект очищення рейки колесами, що йдуть попереду, визначимо знаходячи кореляційні залежності ψ_0 від k для кожної колісної пари у вигляді:

$$\psi_{0i} = a + bk + ck^2 + dk^3, \quad (6.16)$$

де ψ_0 – фізичний коефіцієнт зчеплення на i -ї колісній парі;

k – коефіцієнт тяги;

a, b, c, d – коефіцієнти рівняння.

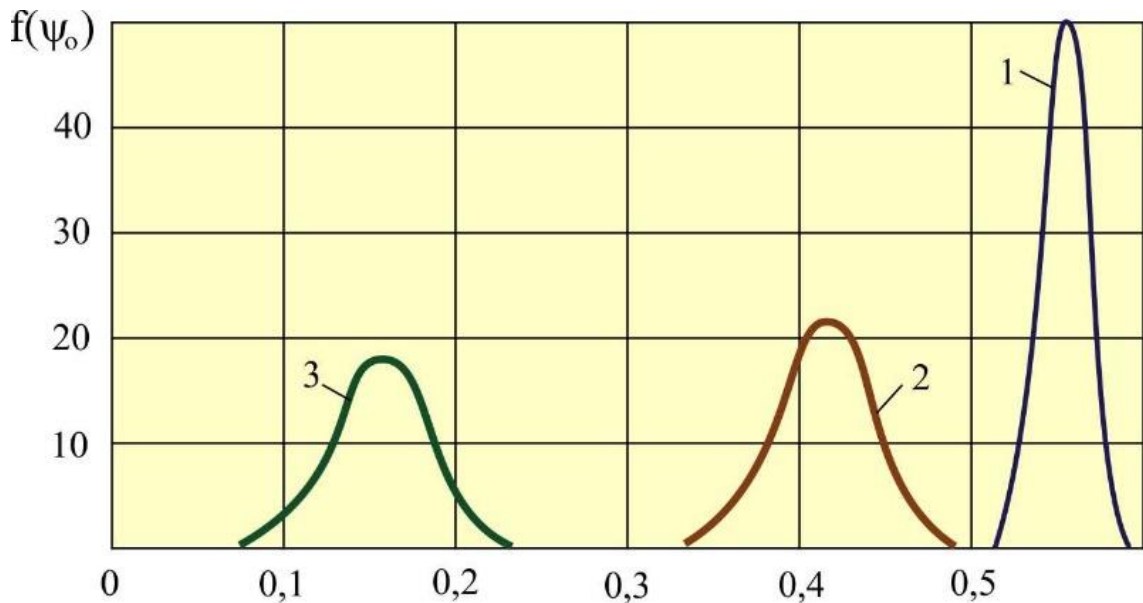


Рисунок 6.7 – Закони розподілу фізичного коефіцієнта зчеплення:

1 – чиста-суха рейка; 2 – рейка, полита водою; 3 – замаслена рейка

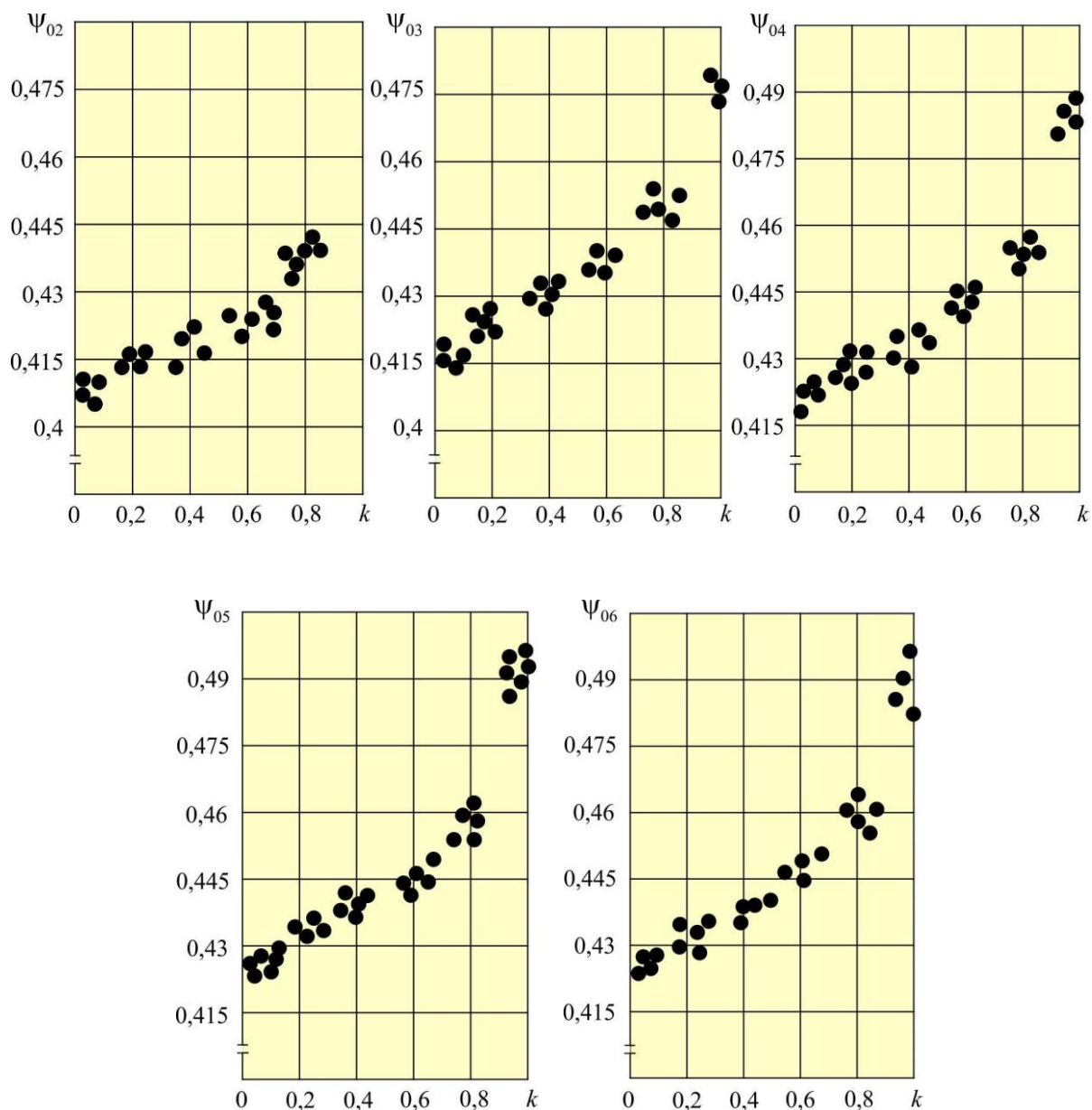


Рисунок 6.8 – Експериментальні значення фізичного коефіцієнта зчеплення від тягового зусилля, що реалізується, для 2-6 колісних пар (рейка, полита водою)

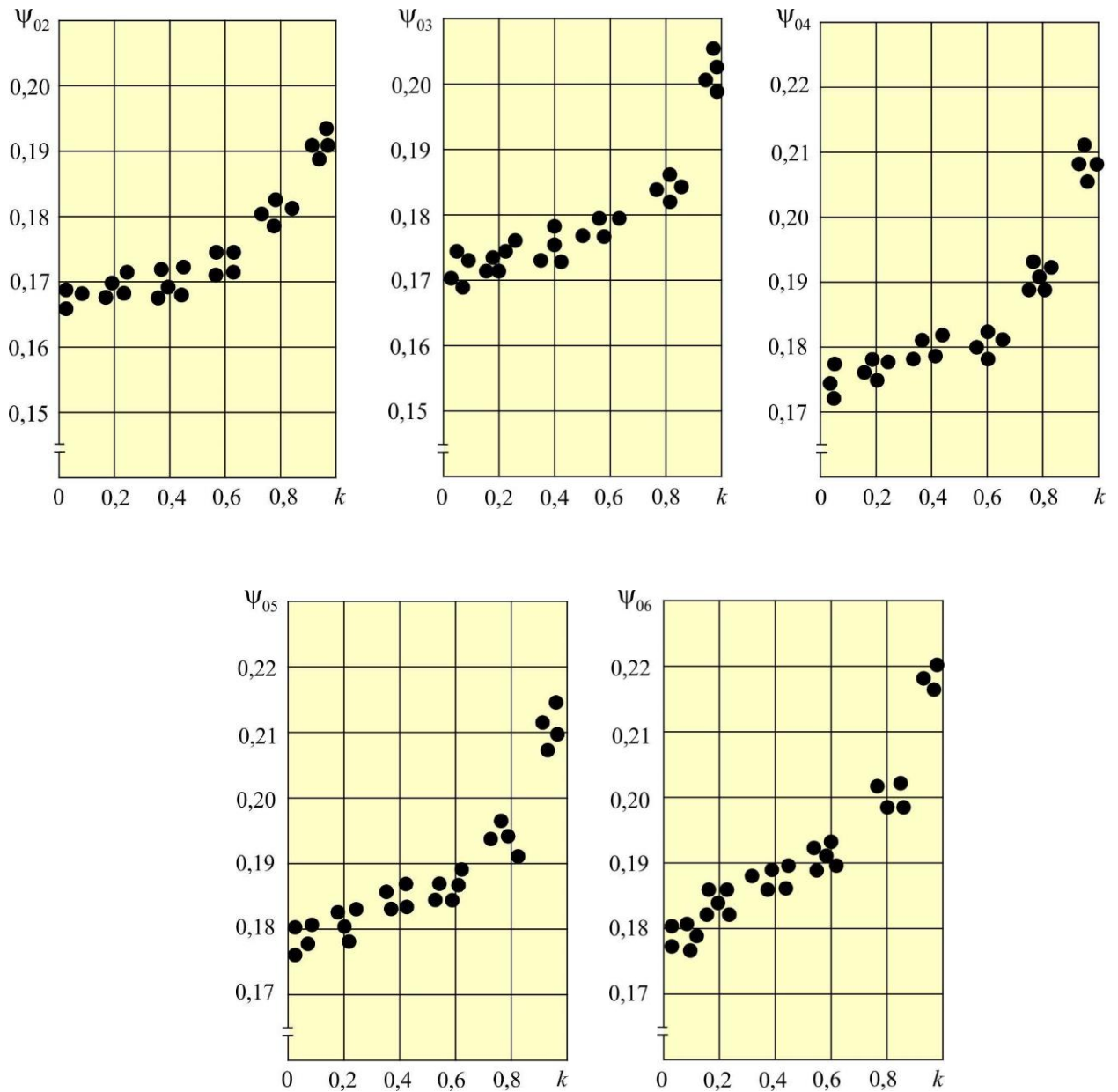


Рисунок 6.9 – Експериментальні значення фізичного коефіцієнта зчеплення від тягового зусилля, що реалізується, для 2-6 колісних пар (замаслена рейка)

Для знаходження коефіцієнтів a , b , c , d складемо систему нормальних рівнянь методом найменших квадратів:

$$\begin{aligned} \sum \psi_{oi} &= an + b\sum k + c\sum k^2 + d\sum k^3 ; \\ \sum k \psi_{oi} &= a\sum k + b\sum k^2 + c\sum k^3 + d\sum k^4 ; \\ \sum k^2 \psi_{oi} &= a\sum k^2 + b\sum k^3 + c\sum k^4 + d\sum k^5 ; \\ \sum k^3 \psi_{oi} &= a\sum k^3 + b\sum k^4 + c\sum k^5 + d\sum k^6 . \end{aligned} \quad (6.17)$$

Підставивши в цю систему рівнянь дослідні дані та вирішивши її, отримаємо наступні рівняння регресії:

для рейки, политої водою:

$$\begin{aligned}
 \text{II колісна пара } \psi_{0,2} &= 0,41 + 0,05k - 0,138k^2 + 0,143k^3; \\
 \text{III } \psi_{03} &= 0,418 - 0,064k - 0,122k^2 + 0,117k^3; \\
 \text{IV } \psi_{04} &= 0,421 + 0,067k - 0,148k^2 + 1,146k^3; \\
 \text{V } \psi_{05} &= 0,422 + 0,055 - 0,122k^2 + 0,122k^3; \\
 \text{VI } \psi_{06} &= 0,424 + 0,0619k - 0,131k^2 + 0,196k^3;
 \end{aligned} \tag{6.18}$$

для замасленої рейки:

$$\begin{aligned}
 \text{II колісна пара } \psi_{02} &= 0,1668 + 0,02081k - 0,0487k^2 + 0,05k^3; \\
 \text{III } \psi_{03} &= 0,1707 + 0,0255k - 0,0511k^2 + 0,0636k^3; \\
 \text{IV } \psi_{04} &= 0,1738 + 0,032k - 0,0838k^2 + 0,0856k^3; \\
 \text{V } \psi_{05} &= 0,14368 + 0,0296k - 0,665k^2 + 0,07k^3; \\
 \text{VI } \psi_{06} &= 0,1786 + 0,036k - 0,084k^2 + 0,089k^3.
 \end{aligned} \tag{6.19}$$

У практиці розрахунків зручніше використовувати залежність від номера колісної пари фіксованих значень k (рисунок 6.11). За аналогією до попередніх міркувань отримаємо також рівняння регресії:

для рейки, политої водою:

$$\begin{aligned}
 k = 1,0 \quad \psi_{0i} &= 0,2953 + 0,1354i - 0,0314i^2 + 0,00238i^3; \\
 k = 0,8 \quad \psi_{0i} &= 0,342 + 0,072i - 0,0164i^2 + 0,0011i^3; \\
 k = 0,6 \quad \psi_{0i} &= 0,3607 + 0,04744i - 0,0093i^2 + 0,00059i^3; \\
 k = 0,4 \quad \psi_{0i} &= 0,37069 + 0,03517i - 0,0064i^2 + 0,000398i^3; \\
 k = 0 \quad \psi_{0i} &= 0,384 + 0,01824i - 0,0029i^2 + 0,000157i^3.
 \end{aligned} \tag{6.20}$$

для замасленої рейки:

$$\begin{aligned}
 k = 1,0 \quad \psi_{0i} &= 0,1133 + 0,056i - 0,013i^2 + 0,007i^3; \\
 k = 0,8 \quad \psi_{0i} &= 0,1316 + 0,034i - 0,0064i^2 + 0,00043i^3;
 \end{aligned}$$

$$k = 0,6 \quad \psi_{0i} = 0,142 + 0,022i - 0,0044i^2 + 0,00033i^3; \quad (6.21)$$

$$k = 0,4 \quad \psi_{0i} = 0,144 + 0,02i - 0,0041i^2 + 0,00032i^3;$$

$$k = 0,4 \quad \psi_{0i} = 0,151 + 0,011i - 0,0018i^2 + 0,0001i^3.$$

Тісноту зв'язку між ψ_0 і k у кожному з отриманих рівнянь досліджуємо, визначивши кореляційні відношення:

$$R_{\psi_{0k}} = \sqrt{\frac{n \sum_i \hat{\psi}_{0ij}^2 - (\sum \psi_{0ij})^2}{n \sum_i \psi_{0ij}^2 - (\sum \psi_{0ij})^2}}, \quad (6.22)$$

де n – число дослідних точок;

ψ_0 – значення фізичного коефіцієнта зчеплення, обчислене за теоретичною залежністю (3) для кожного k ;

ψ_{0ij} – загальне середнє значення фізичного коефіцієнта зчеплення у точці k .

Аналогічним чином визначена кореляція (кореляційне відношення $R_{\psi_{0i}}$) між значенням фізичного коефіцієнта зчеплення та номером колісної пари i . Отримані кореляційні відношення мають значення всіх рівнянь від 0,631 до 0,786. Це вказує на те, що кореляційний зв'язок між фізичним коефіцієнтом зчеплення колісної пари і коефіцієнтом використання сили зчеплення, яка реалізується колісною парою, що рухається попереду, досить тісна.

Відповідно, величина ψ_0 для кожної рухомої колісної пари локомотива визначається, в основному, величиною тягового зусилля, яка реалізується колісними парами, що йде попереду.

Кореляційні відношення для рівнянь регресії, що описують залежність ψ_{0i} від номера колісної пари i при фіксованих значеннях k мають значення від 0,58 до 0,81, причому чим більше k , тим більше кореляційне відношення.

Експериментальні дані (рисунки 6.10, 6.11) свідчать про значне збільшення фізичного коефіцієнта зчеплення на наступних за першою осях локомотива.

Так при русі локомотива на вибігу ($k=0$) по рейках, политий водою, значення фізичного коефіцієнта зчеплення для колісних пар відповідно рівні:

$$\psi_{01} = 0,40; \quad \psi_{02} = 0,41; \quad \psi_{03} = 0,418;$$

$$\psi_{04} = 0,421; \quad \psi_{05} = 0,423; \quad \psi_{06} = 0,424.$$

Найзначніша різниця значень фізичного коефіцієнта зчеплення 2,5% спостерігається між першою та другою віссю. Надалі на наступних колісних парах ефект очищення рейок слабшає, становлячи 1,9-0,4%.

Зміна тягового зусилля на колісних парах, що рухаються попереду, викликає зміну значень фізичного коефіцієнта зчеплення для наступних колісних пар. Так, наприклад, при реалізації колесом тягового зусилля, що дорівнює 0,6 від максимального значення, фізичний коефіцієнт зчеплення для першої колісної пари дорівнює 0,40, для другої 0,421, для третьої 0,436, а для шостої 0,443. Тобто різниця для колісних пар локомотива може становити 2-5%. У цих умовах зберігається найсуттєвішою різниця між значеннями ψ_0 для першої та другої колісної пари – 5%.

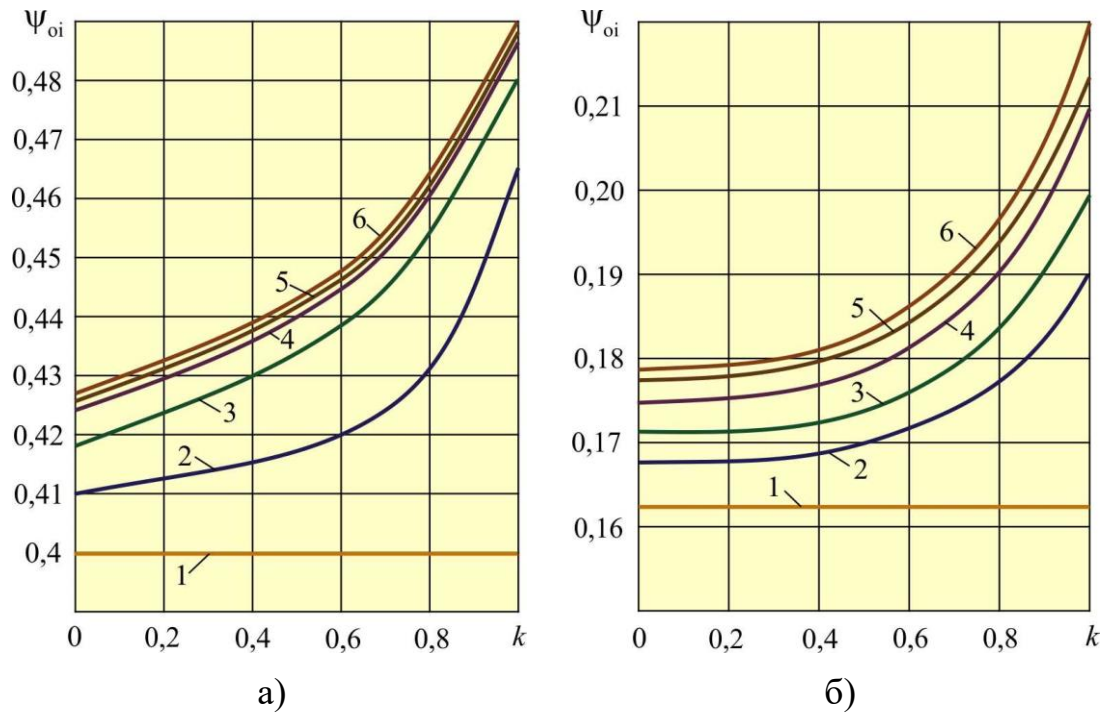


Рисунок 6.10 – Залежність коефіцієнта зчеплення на колісних парах від коефіцієнта тяги: а – рейка, полита водою; б – замаслена рейка

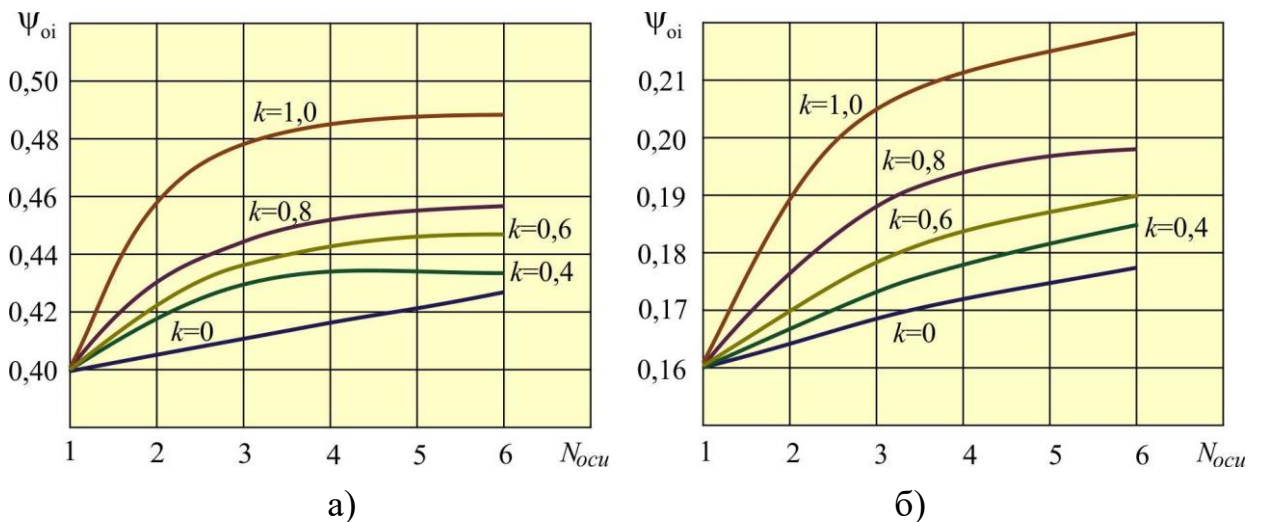


Рисунок 6.11 – Залежність фізичного коефіцієнта зчеплення від порядкового номера колісної пари при фіксованих значеннях коефіцієнта тяги:

а – рейка, полита водою; б – замаслена рейка

Найбільший ефект очищення рейки спостерігається за умов, близьких до боксування осі, що рухається попереду. У цьому випадку фізичний коефіцієнт зчеплення на наступній по ходу руху осі зростає на 5,5%.

Зіставляючи результати експериментів, отримані для рейки, политою водою, і для замасленої рейки, можна побачити, що ефект очищення замасленої рейки колісними парами, що йдуть попереду, більш значний, ніж для рейки, политого водою. Так у режимі вибігу різниця у значеннях для першого та шостого колеса становить 10%. Для режиму, близького до боксування ($k > 1$), ця різниця становить до 30%. При цьому на замасленій рейці найбільший ефект очищення також спостерігається між першою та другою колісною парою – до 16%.

Висновки по розділу 6

Проведено модернізацію натурального стенду «Колесо-рейка» та розроблено методику проведення експериментальних досліджень щодо визначення гранично-максимального коефіцієнта зчеплення від різного фрикційного стану рейки. У результаті теоретичних та експериментальних досліджень було визначено величини гранично-максимального коефіцієнта зчеплення, які свідчать, що на чистій та сухій рейці різниця між подачею піску та струминно-абразивним впливом становить 10%, на покритому водою – 11,1%, на покритій ДП – 6,6%, на замасленій рейці – 20,8%.

На підставі отриманих результатів можна зробити висновок про ефективність та доцільність застосування струминно-абразивного впливу на контактуючі поверхні колеса та рейки при різному їх фрикційному стані, а також можливістю дослідити низку розроблених технічних рішень у подальших дослідженнях.

Було проведено порівняння двох методів оцінки впливу динамічних навантажень на тягові якості контакту «колесо-рейка» – за максимальними значеннями коефіцієнта зчеплення і за значеннями коефіцієнта запасу по зчепленню. На основі отриманих результатів можна зробити висновок про їх схожість. Так із збільшенням k_d і ε_y значення як максимального коефіцієнта зчеплення ψ_{max} так і коефіцієнт запасу по зчепленню $\tau_{0,7}$ зменшуються. При

цьому, якщо зі зростанням k_d от 0 до 0,3 ψ_{max} зменшується на 12,7%, то $\tau_{0,7}$ зменшується на 10%; зі зростанням ε_y від 0 до 1,0% ψ_{max} зменшується на 28%, а $\tau_{0,7}$ на 20%, тобто різниця в абсолютних величинах цих оцінок становить 2-8%, залишаючи незмінним їх характер. Це свідчить про доцільність застосування розробленого критерію – коефіцієнта запасу по зчепленню – для порівняльної оцінки тягових якостей локомотивів та окремих колісних пар.

Встановлено значну відмінність фізичного коефіцієнта зчеплення на колісних парах локомотива відповідно їх розташування щодо напрямку руху локомотива. Найбільший ефект очищення рейки спостерігається за умов, близьких до боксування осі, що рухається попереду. У цьому випадку фізичний коефіцієнт зчеплення на наступній по ходу руху осі зростає на 5,5%.

Результати експериментів, отримані для рейки, политою водою, і для замащеної рейки, показали, що ефект очищення замащеної рейки колісними парами, що йдуть попереду, більш значний, ніж для рейки, политого водою. Так у режимі вибігу різниця у значеннях для першого та шостого колеса становить 10%. Для режиму, близького до боксування ($k > 1$), ця різниця становить до 30%. При цьому на замащеній рейці найбільший ефект очищення також спостерігається між першою та другою колісною парою – до 16%.

Отримані залежності доцільно використовувати при розробці та проектуванні нових конструкцій локомотивів та дослідженні їх тягових якостей.

7 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦІЙНИХ ПАР ЗАЛІЗНИЧНИХ ГАЛЬМ

7.1 Математична модель теплофізичних характеристик дискового гальма з урахуванням адаптивного охолодження. Постановка теплової задачі тертя

Температура в області тертя суттєво впливає на теплофізичні, фізико-механічні та фрикційно-зносіві характеристики фрикційних пар, що застосовуються в гальмах [200, 201, 202].

Тому для підвищення ефективності вибору і функціонування гальмівних пристроїв необхідно коректно сформулювати та вирішити з високою точністю відповідну теплову задачу тертя.

Теплові процеси в елементах пари тертя описуються рівняннями теплопровідності [203]

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1}{\partial t} &= a_1 \Delta T_1, (x, y, z) \in V_1, t > 0; \\ \frac{\partial T_2}{\partial t} &= a_2 \Delta T_2, (x, y, z) \in V_2, t > 0, \end{aligned} \tag{7.1}$$

де (x, y, z) – прямокутні декартові координати; t – змінна часу; V_1 і V_2 – області, займані елементами пари тертя в просторі; T_1 і T_2 – температури; a_1 і a_2 – коефіцієнти температуропровідності; $\Delta = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right)$ – диференціальний оператор Лапласа.

У початковий момент часу

$$T_1|_{t=0} = T_c = T_2|_{t=0}, \tag{7.2}$$

де T_c – температура середовища, що подається у фрикційний контакт.

В області A_H взаємодії елементів фрикційної пари задайте контактні умови [204]

$$\begin{aligned} -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n} \Big|_{A_H} &= \alpha_{\text{ЭТ}} q - \gamma(T_1 - T_2) \Big|_{A_H}; \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n} \Big|_{A_H} &= (1 - \alpha_{\text{ЭТ}}) q + \gamma(T_1 - T_2) \Big|_{A_H}, \end{aligned} \quad (7.3)$$

де n – нормаль до поверхні A_H , зовнішня по відношенню до другого елемента пари тертя; q – питома потужність тепловиділення; λ_1 і λ_2 – коефіцієнти теплопровідності; $\alpha_{\text{ЭТ}}$ – коефіцієнт розподілу енергії тертя; γ – теплова провідність контакту.

Частинним випадком умов (7.3) теплового контакту є [205]:

- умови неідеального теплового контакту при $\alpha_{\text{ЭТ}} = 1/2$;
- умови неідеального теплового контакту з розподілом теплових потоків при $\gamma = 0$;
- умови ідеального теплового контакту при $\gamma \rightarrow \infty$.

На вільних поверхнях $A_1^{\text{охл}}$ і $A_2^{\text{охл}}$ елементів пари тертя відбувається конвективний теплообмін з навколишнім середовищем:

$$\begin{aligned} -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n_1} \Big|_{A_1^{\text{охл}}} &= \alpha_1 (T_1 \Big|_{A_1^{\text{охл}}} - T_c); \\ -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n_2} \Big|_{A_2^{\text{охл}}} &= \alpha_2 (T_2 \Big|_{A_2^{\text{охл}}} - T_c), \end{aligned} \quad (7.4)$$

де n_i – нормаль до поверхні $A_i^{\text{охл}}$, зовнішня по відношенню до i елемента пари тертя; α_1 і α_2 – коефіцієнти конвективної тепловіддачі.

Таким чином, умови (7.1) – (7.4) визначають теплову задачу тертя.

На практиці рішення задачі (7.1) – (7.4) у пов'язаній тепловій постановці (7.3) пов'язане з деякими труднощами, наприклад, громіздкістю аналітичного розв'язання задачі, незастосовністю моделі чинності неповного взаємного перекриття поверхонь тертя, недосконалістю технології вимірювання контактних температур та ін.

Якщо розподіл температури в одному з елементів пари тертя підкоряється відомим законам, наприклад, є в значній мірі однорідним, то в цьому випадку доцільно виключити з розгляду даний елемент і дослідити теплові процеси в зв'язаному елементі з узагальненим граничною умовою [206].

Найчастіше при описі теплових процесів у фрикційної пари інформація про особливості тепловиділення і теплообміну в області контакту відсутня. В цьому випадку параметри $\alpha_{\text{ЭТ}}$ і γ невідомі, а розподіл теплоти між елементами пари тертя задається коефіцієнтом $\alpha_{\text{ТП}}$ розподілу теплових потоків:

$$\begin{aligned} -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n} \Big|_{A_{\text{H}}} &= \alpha_{\text{ТП}} q; \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n} \Big|_{A_{\text{H}}} &= (1 - \alpha_{\text{ТП}}) q. \end{aligned} \tag{7.5}$$

Аналіз робіт [207, 208] показав, що множину теплових задач сухого тертя доцільно класифікувати наступним чином:

1. За складом елементів пари тертя:

- два елемента;
- один елемент з узагальненим граничною умовою;
- один елемент з граничною умовою 2-го роду.

2. За схематизації геометрії елементів фрикційної пари:

- тривимірні;
- двовимірні;
- одновимірні;

- зосереджені;
- комбіновані.

3. За схематизації геометрії області контакту:

- безперервний контакт;
- насичений дискретний контакт;
- ненасичений дискретний контакт.

4. За типом контактних умов:

- ідеальний тепловий контакт;
- неідеальний тепловий контакт.

7.2 Аналітичний розв'язок теплової задачі тертя

Контакт напівобмежених тіл

Теплова задача про контакт напівобмежених тіл тертя може бути представлена у безрозмірному вигляді

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \Theta_1}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial \xi^2}, \xi > 0, Fo > 0; \\
 \frac{\partial \Theta_2}{\partial Fo} &= \chi \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial \xi^2}, \xi < 0, Fo > 0; \\
 \Theta_1|_{Fo=0} &= 0 = \Theta_2|_{Fo=0}; \\
 -\frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= \alpha_{\text{эТ}} Q(Fo) - B(\Theta_1 - \Theta_2) \Big|_{\xi=0}; \\
 \Lambda^{-1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= (1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q(Fo) + B(\Theta_1 - \Theta_2) \Big|_{\xi=0}; \\
 \frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi \rightarrow +\infty} &= 0 = \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi \rightarrow -\infty},
 \end{aligned} \tag{7.6}$$

де $\xi = x/x_0$ – безрозмірна координата; x_0 – масштабна одиниця довжини; $Fo = a_1 t/x_0^2$ – безрозмірна змінна часу (число Фур'є); $\Theta_i = (T_i - T_c)/T_c$ – безрозмірна температура i -го тіла; $Q = q x_0/(\lambda_1 T_c)$ – безрозмірна питома потужність тепловиділення; $\Lambda = \lambda_1/\lambda_2$ – відносний коефіцієнт теплопровідності першого тіла; $\chi = a_2/a_1$ – відносний коефіцієнт температуропровідності другого тіла; $B = \gamma x_0/\lambda_1$ – безрозмірна теплова провідність контакту.

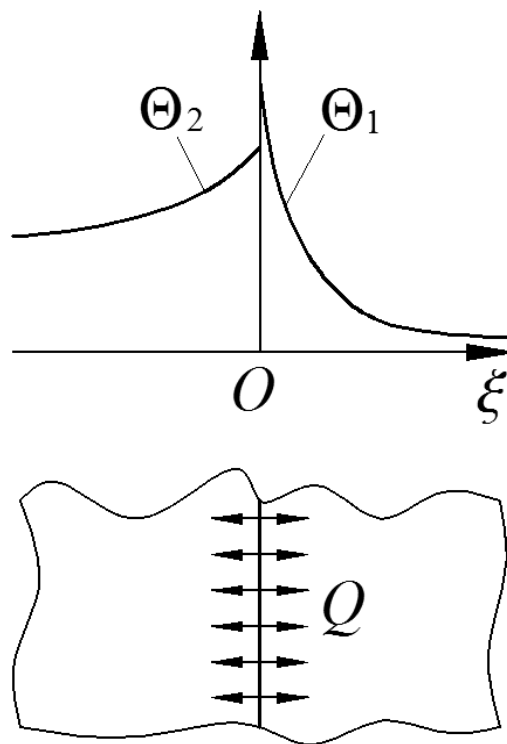


Рисунок 7.1 – Теплова задача контакту напівобмежених тіл тертя

Для розв'язання задачі (7.6) скористаємося інтегральним перетворенням Лапласа по тимчасовому змінному Fo :

$$U_i(\xi, s) = L[\Theta_i(\xi, Fo)] \equiv \int_0^{+\infty} e^{-sFo} \Theta_i(\xi, Fo) dFo; \quad (7.7)$$

$$\Theta_i(\xi, Fo) = L^{-1}[U_i(\xi, s)] \equiv \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{sFo} U_i(\xi, s) ds,$$

де s – параметр інтегрального перетворення.

Передбачається, що функції $\Theta_i(\xi, F_0)$ і $Q(F_0)$ є оригіналами інтегрального перетворення Лапласа. Тоді вихідна модель (7.6) у зображеннях (7.7) приймає вигляд

$$\begin{aligned} sU_1 &= \frac{\partial^2 U_1}{\partial \xi^2}, \xi > 0; \\ sU_2 &= \chi \frac{\partial^2 U_2}{\partial \xi^2}, \xi < 0; \\ -\left. \frac{\partial U_1}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} &= \alpha_{\text{эГ}} \Pi - B(U_1 - U_2)|_{\xi=0}; \\ \Lambda^{-1} \left. \frac{\partial U_2}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} &= (1 - \alpha_{\text{эГ}}) \Pi + B(U_1 - U_2)|_{\xi=0}; \\ \left. \frac{\partial U_1}{\partial \xi} \right|_{\xi \rightarrow +\infty} &= 0 = \left. \frac{\partial U_2}{\partial \xi} \right|_{\xi \rightarrow -\infty}, \end{aligned} \quad (7.8)$$

де $\Pi(s) = L[Q(F_0)]$.

Рішення задачі (3.8) представимо у вигляді

$$U_i(\xi, s) = \Pi(s) \Phi_i(\xi, s), \quad (7.9)$$

де функції

$$\begin{aligned} \Phi_1(\xi, s) &= \frac{\alpha_{\text{эГ}} \sqrt{s} + (A-1)B}{\sqrt{s}(\sqrt{s} + AB)} e^{-\sqrt{s}\xi}; \\ \Phi_2(\xi, s) &= \frac{(A-1)[(1 - \alpha_{\text{эГ}})\sqrt{s} + B]}{\sqrt{s}(\sqrt{s} + AB)} e^{\sqrt{s/\chi}\xi}, \end{aligned}$$

критерій $A = (\Lambda \sqrt{\chi} + 1)$.

Згідно з теоремою про згортки [209], оригінали зображень (7.9) можна визначити наступним чином:

$$\Theta_i(\xi, Fo) = \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \varphi_i(\xi, \tau) d\tau, \quad (7.10)$$

де $\varphi_i(\xi, Fo) = L^{-1}[\Phi_i(\xi, s)]$.

З урахуванням (7.10) і таблиць «оригінал – зображення» розв'язок задачі (7.6) має вигляд

$$\Theta_1 = \alpha_{эм} \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \left[\frac{e^{-\xi^2/4\tau}}{\sqrt{\pi\tau}} + B \left(\frac{A-1}{\alpha_{эм}} - A \right) e^{AB(AB\tau+\xi)} \operatorname{erfc} \left(AB\sqrt{\tau} + \frac{\xi}{2\sqrt{\tau}} \right) \right] d\tau; \quad (7.11)$$

$$\Theta_2 = (1 - \alpha_{эм})(A-1) \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \times \\ \times \left[\frac{e^{-\xi^2/4\chi\tau}}{\sqrt{\pi\tau}} + B \left(\frac{1}{1 - \alpha_{эм}} - A \right) e^{AB(AB\tau - \xi/\sqrt{\chi})} \operatorname{erfc} \left(AB\sqrt{\tau} - \frac{\xi}{2\sqrt{\chi\tau}} \right) \right] d\tau, \quad (7.12)$$

де $\operatorname{erfc}(z)$ – додаткова функція помилок Гауса.

З (7.11), (7.12) можуть бути визначені температури тіл в області контакту

$$\Theta_K^{(i)} = \Theta_i|_{\xi=0}:$$

$$\begin{aligned}
\Theta_K^{(1)} &= \alpha_{\text{эТ}} \int_0^{\text{Fo}} Q(\text{Fo} - \tau) \times \\
&\times \left[\frac{1}{\sqrt{\pi \tau}} + B \left(\frac{A-1}{\alpha_{\text{эТ}}} - A \right) e^{A^2 B^2 \tau} \operatorname{erfc}(AB\sqrt{\tau}) \right] d\tau; \\
\Theta_K^{(2)} &= (1 - \alpha_{\text{эТ}})(A-1) \int_0^{\text{Fo}} Q(\text{Fo} - \tau) \times \\
&\times \left[\frac{1}{\sqrt{\pi \tau}} + B \left(\frac{1}{1 - \alpha_{\text{эТ}}} - A \right) e^{A^2 B^2 \tau} \operatorname{erfc}(AB\sqrt{\tau}) \right] d\tau.
\end{aligned} \tag{7.13}$$

Якщо питома потужність тепловиділення змінюється поліноміально у часі, тобто $Q = \sum_{m=0}^r b_m \text{Fo}^m$, залежності (7.13) спрощуються:

$$\begin{aligned}
\Theta_K^{(1)} &= \frac{A-1}{A} \sum_{m=0}^r \frac{b_m m!}{(AB)^{2m+1}} \times \\
&\times \left(\left(1 - \frac{\alpha_{\text{эТ}} A}{A-1} \right) \left(e^{Z^2} \operatorname{erfc}(Z) - \sum_{k=0}^{2m} \frac{(-Z)^k}{\Gamma(1+k/2)} \right) + \frac{Z^{2m+1}}{\Gamma(3/2+m)} \right); \\
\Theta_K^{(2)} &= \frac{A-1}{A} \sum_{m=0}^r \frac{b_m m!}{(AB)^{2m+1}} \times \\
&\times \left(1 - (1 - \alpha_{\text{эТ}}) A \left(e^{Z^2} \operatorname{erfc}(Z) - \sum_{k=0}^{2m} \frac{(-Z)^k}{\Gamma(1+k/2)} \right) + \frac{Z^{2m+1}}{\Gamma(3/2+m)} \right),
\end{aligned}$$

де $Z = AB\sqrt{\text{Fo}}$, $\Gamma(z)$ – Гамма-функція Ейлера.

При постійному Q одержимо

$$\begin{aligned}
\Theta_K^{(1)} &= \frac{Q}{A} \left[\frac{2(A-1)}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\text{Fo}} - \frac{A(1 - \alpha_{\text{эТ}}) - 1}{AB} \left(1 - e^{A^2 B^2 \text{Fo}} \operatorname{erfc}(AB\sqrt{\text{Fo}}) \right) \right]; \\
\Theta_K^{(2)} &= \frac{Q(A-1)}{A} \left[\frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\text{Fo}} + \frac{A(1 - \alpha_{\text{эТ}}) - 1}{AB} \left(1 - e^{A^2 B^2 \text{Fo}} \operatorname{erfc}(AB\sqrt{\text{Fo}}) \right) \right].
\end{aligned}$$

Якщо при терті температура одного з тіл змінюється несуттєво, тоді отримуємо задачу про контакті напівобмеженого тіла з контртілом нульової температури:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Theta}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \xi^2}, \xi > 0, Fo > 0; \\ \Theta|_{Fo=0} &= 0 \\ -\frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= \alpha_{\text{эТ}} Q(Fo) - B \Theta|_{\xi=0}; \\ \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi \rightarrow +\infty} &= 0, \end{aligned} \quad (7.14)$$

де Θ – безрозмірна температура тіла.

Рішення задачі (7.14) може бути отримано з (7.11) за умови, що коефіцієнт теплопровідності другого тіла нескінченно великою, тобто $\Lambda \rightarrow 0$. Одержуємо

$$\Theta = \alpha_{\text{эТ}} \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \left[\frac{e^{-\xi^2/4\tau}}{\sqrt{\pi\tau}} - B e^{B(\tau+\xi)} \operatorname{erfc} \left(B\sqrt{\tau} + \frac{\xi}{2\sqrt{\tau}} \right) \right] d\tau. \quad (7.15)$$

Контакт плоскопаралельних шарів

Розглянемо теплову фрикційну взаємодію в системі плоскопаралельних шарів. Із вільних поверхонь шарів відбувається тепловіддача в навколишнє середовище за законом Ньютона.

Математична модель даної задачі може бути записана наступним чином:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Theta_1}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial \xi^2}, 0 < \xi < 1, Fo > 0; \\
\frac{\partial \Theta_2}{\partial Fo} &= \chi \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial \xi^2}, -H < \xi < 0, Fo > 0; \\
\Theta_1|_{Fo=0} &= 0 = \Theta_2|_{Fo=0}; \\
-\frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= \alpha_{эм} Q - B(\Theta_1 - \Theta_2) \Big|_{\xi=0}; \\
\Lambda^{-1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= (1 - \alpha_{эм}) Q + B(\Theta_1 - \Theta_2) \Big|_{\xi=0}; \\
-\frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi=1} &= Bi \Theta_1 \Big|_{\xi=1}; \\
\Lambda^{-1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=-H} &= Y Bi \Theta_2 \Big|_{\xi=-H},
\end{aligned} \tag{7.16}$$

де $Bi = \alpha_1 h_1 / \lambda_1$; $Y = \alpha_2 / \alpha_1$; h_i – товщини шарів; α_i – коефіцієнти тепловіддачі.

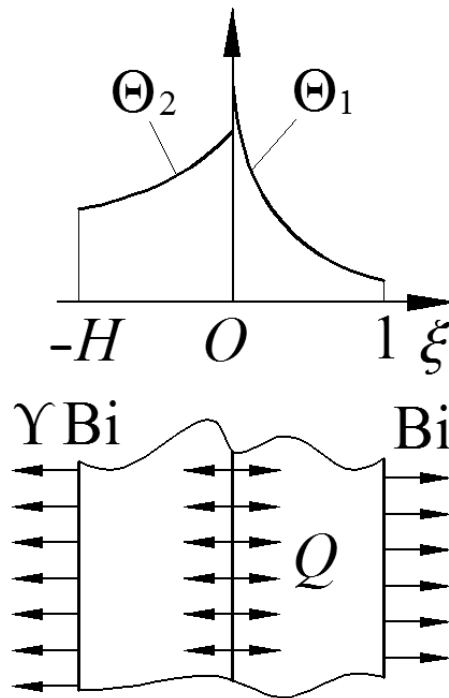


Рисунок 7.2 – Теплова задача фрикційної взаємодії в системі плоскопаралельних шарів

У зображеннях (7.7) розв'язок задачі (7.16) може бути представлено у вигляді дробів

$$L[\Theta_i(\xi, Fo)] = L[Q(Fo)] \times L[\varphi_i(\xi, Fo)] = L[Q(Fo)] \times \frac{\Omega_i(\xi, s)}{\Psi(s)},$$

де чисельники

$$\Omega_i(\xi, s) = \tilde{M}_i(s) \operatorname{sh} \frac{\sqrt{s} \xi}{(\sqrt{\chi})^{i-1}} + \tilde{N}_i(s) \operatorname{ch} \frac{\sqrt{s} \xi}{(\sqrt{\chi})^{i-1}} \quad (7.17)$$

з коефіцієнтами

$$\begin{aligned} \tilde{M}_1(s) &= -(\sqrt{s} \operatorname{sh} \sqrt{s} + \operatorname{Bi} \operatorname{ch} \sqrt{s}) \\ &\left((\alpha_{\text{эТ}} s + Y B \operatorname{Bi} \Lambda^2 \chi) \operatorname{sh} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} + \Lambda \sqrt{\chi} (B + \alpha_{\text{эТ}} Y \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \right); \\ \tilde{N}_1(s) &= (\operatorname{Bi} \operatorname{sh} \sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s}) \\ &\left((\alpha_{\text{эТ}} s + Y B \operatorname{Bi} \Lambda^2 \chi) \operatorname{sh} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} + \Lambda \sqrt{\chi} (B + \alpha_{\text{эТ}} Y \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \right); \\ \tilde{M}_2(s) &= \Lambda \sqrt{\chi} \left(\sqrt{s} \operatorname{sh} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} + Y \operatorname{Bi} \Lambda \sqrt{\chi} \operatorname{ch} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \right) \times \\ &\times \left(((1 - \alpha_{\text{эТ}}) s + B \operatorname{Bi}) \operatorname{sh} \sqrt{s} + (B + (1 - \alpha_{\text{эТ}}) \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s} \right); \\ \tilde{N}_2(s) &= \Lambda \sqrt{\chi} \left(Y \operatorname{Bi} \Lambda \sqrt{\chi} \operatorname{sh} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} + \sqrt{s} \operatorname{ch} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \right) \times \\ &\times \left(((1 - \alpha_{\text{эТ}}) s + B \operatorname{Bi}) \operatorname{sh} \sqrt{s} + (B + (1 - \alpha_{\text{эТ}}) \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s} \right) \end{aligned} \quad (7.18)$$

і знаменник

$$\begin{aligned} \Psi(s) = & \sqrt{s} \times \\ & \times \left(\operatorname{sh} \frac{H\sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \left((s + B \operatorname{Bi} (1 + Y \Lambda^2 \chi)) \sqrt{s} \operatorname{sh} \sqrt{s} + ((B + \operatorname{Bi})s + Y B \operatorname{Bi}^2 \Lambda^2 \chi) \operatorname{ch} \sqrt{s} \right) + \right. \\ & \left. + \Lambda \sqrt{\chi} \operatorname{ch} \frac{H\sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \left((B + Y \operatorname{Bi})s + Y B \operatorname{Bi}^2 \right) \operatorname{sh} \sqrt{s} + \operatorname{Bi} (B(1 + Y) + Y \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s} \right). \end{aligned} \quad (7.19)$$

Представимо розв'язок задачі (7.16) у вигляді (7.10). Для цього необхідно визначити оригінали $\varphi_i(\xi, Fo) = L^{-1}[\Omega_i(\xi, s) / \Psi(s)]$.

Зображення Ω_i / Ψ , що визначаються рівностями (7.17) – (7.19), мають особливу точку $s_0 = 0$ і счислене безліч простих полюсів $s_n = -\mu_n^2 + i \cdot 0$, где $n \in N$, а μ_n – дійсні числа, які приймемо для визначеності позитивними.

Прості полюси s_n відповідають кореням рівняння

$$\Psi(s) = 0, s \neq 0. \quad (7.20)$$

Оскільки функції Ω_i / Ψ задовольняють третю теорему розкладання, їх оригінали можуть бути представлені у вигляді суми вирахувань в ізольованих особливих точках. Враховуючи, що вирахування у особливій точці s_0 дорівнює нулю, шукані оригінали дорівнюють сумі відрахувань в полюсах, тобто

$$\varphi_i(\xi, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} \operatorname{Res}_{s=s_n} \left\{ \frac{\Omega_i(\xi, s)}{\Psi(s)} e^{sFo} \right\}. \quad (7.21)$$

Згідно [210] вирахування функцій Ω_i / Ψ у простому полюсі s_n можна обчислити за формулою

$$\operatorname{Res}_{s=s_n} \left\{ \frac{\Omega_i(\xi, s)}{\Psi(s)} e^{s \operatorname{Fo}} \right\} = \left(\frac{\Omega_i(\xi, s)}{\Psi'(s)} e^{s \operatorname{Fo}} \right) \Big|_{s=s_n}. \quad (7.22)$$

З урахуванням рівностей (7.21) і (7.22) отримуємо

$$\varphi_i(\xi, \operatorname{Fo}) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(M_i(\mu_n) \sin \frac{\mu_n \xi}{(\sqrt{\chi})^{i-1}} + N_i(\mu_n) \cos \frac{\mu_n \xi}{(\sqrt{\chi})^{i-1}} \right) e^{-\mu_n^2 \operatorname{Fo}}, \quad (7.23)$$

де M_i і N_i визначаються відносинами

$$M_i(\mu) = \frac{i \cdot \tilde{M}(s)}{\Psi'(s)} \Big|_{s=-\mu^2}; \quad N_i(\mu) = \frac{\tilde{N}(s)}{\Psi'(s)} \Big|_{s=-\mu^2}.$$

Узагальнена гранична умова. У багатьох парах тертя одне з тіл має високу теплопровідність і, відповідно, температура в ньому розподіляється в значній мірі рівномірно. До таких пар тертя відносяться фрикційні пари гальм ВПМ, в яких гальмівний шків/диск виготовляється зі сталі.

Один з ефективних підходів до розв'язання теплових контактних задач, в яких одне з тіл має близьке до однорідного поле температур, полягає в переході від дослідження теплових процесів у системі спряжених тіл до дослідження теплового стану тіла зі спеціальним граничними умовами, званим узагальненим. Такий підхід дозволяє виключити з розгляду тіло з високою теплопровідністю і тим самим істотно спростити задачу.

Розглянемо теплову задачу фрикційного взаємодії шар – півпростір (рисунок 7.3).

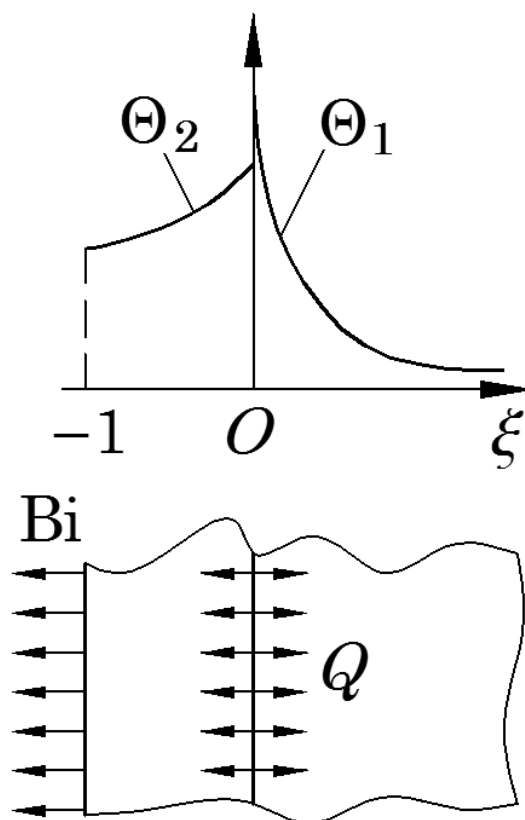


Рисунок 7.3 – Теплова задача фрикційної взаємодії
в системі шар – півпростір

Відповідна представлений парі тертя тепла задача має вигляд

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial \xi^2}, \xi > 0, Fo > 0; \quad (7.24)$$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial Fo} = \chi \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial \xi^2}, -1 < \xi < 0, Fo > 0; \quad (7.25)$$

$$\Theta_1|_{Fo=0} = 0; \quad (7.26)$$

$$\Theta_2|_{Fo=0} = 0; \quad (7.27)$$

$$-\left. \frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} = \alpha_{\text{эТ}} Q - B(\Theta_1 - \Theta_2)|_{\xi=0}; \quad (7.28)$$

$$\Lambda^{-1} \left. \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} = (1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q + B(\Theta_1 - \Theta_2)|_{\xi=0}; \quad (7.29)$$

$$\left. \frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \right|_{\xi \rightarrow +\infty} = 0; \quad (7.30)$$

$$\Lambda^{-1} \left. \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \right|_{\xi=-1} = \text{Bi} \Theta_2|_{\xi=-1}. \quad (7.31)$$

Введемо в розгляд середню по товщині шару температуру

$$\tilde{\Theta} = \int_{-1}^0 \Theta_2 d\xi. \quad (7.32)$$

Прийmemo допущення про те, що температура на кордонах шару дорівнює його середній температурі (7.32), тобто

$$\Theta_2|_{\xi=-1} = \tilde{\Theta} = \Theta_2|_{\xi=0}. \quad (7.33)$$

Враховуючи (7.32) і (7.33), проінтегруємо ліву і праву частину рівняння (7.25) за $\xi \in [-1, 0]$. Маємо

$$\int_{-1}^0 \frac{\partial \Theta_2}{\partial \text{Fo}} d\xi = \frac{\partial}{\partial \text{Fo}} \int_{-1}^0 \Theta_2 d\xi = \frac{d\tilde{\Theta}}{d\text{Fo}} \quad (7.34)$$

і згідно з умовами (7.29) і (7.31)

$$\begin{aligned} \chi \int_{-1}^0 \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial \xi^2} d\xi &= \chi \left(\frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} - \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=-1} \right) = \\ &= \Lambda \chi \left((1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q + B \Theta_1 \Big|_{\xi=0} - (B + \text{Bi}) \tilde{\Theta} \right). \end{aligned} \quad (7.35)$$

Прирівнюючи вирази (7.34) і (7.35), з урахуванням початкової умови (7.27) отримуємо задачу Коші відносно середньої температури шару:

$$\frac{d\tilde{\Theta}}{d\text{Fo}} + \Lambda \chi (B + \text{Bi}) \tilde{\Theta} = \Lambda \chi \left((1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q + B \Theta_1 \Big|_{\xi=0} \right); \quad \tilde{\Theta} \Big|_{\text{Fo}=0} = 0. \quad (7.36)$$

Рішення рівняння (7.36) у вигляді

$$\tilde{\Theta} = \Lambda \chi \int_0^{\text{Fo}} \left((1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q + B \Theta_1 \Big|_{\xi=0} \right) e^{-\Lambda \chi (B + \text{Bi}) (\text{Fo} - \tau)} d\tau$$

підставляємо у контактну умову (7.28) і отримуємо узагальнену граничну умову

$$\begin{aligned} - \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= \alpha_{\text{эТ}} Q - B \Theta \Big|_{\xi=0} + \\ &+ B \Lambda \chi \int_0^{\text{Fo}} \left((1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q + B \Theta \Big|_{\xi=0} \right) e^{-\Lambda \chi (B + \text{Bi}) (\text{Fo} - \tau)} d\tau, \end{aligned} \quad (7.37)$$

де введено позначення $\Theta \equiv \Theta_1$.

Напівобмежене тіло з узагальненою граничною умовою. Об'єднуючи (7.24), (7.26), (7.30) і (7.37), отримуємо задачу нестационарної теплопровідності для півпростору з узагальненим граничною умовою:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Theta}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \xi^2}, \quad \xi > 0, Fo > 0; \\
\Theta|_{Fo=0} &= 0; \\
-\frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= \alpha_{эТ} Q - B\Theta|_{\xi=0} + \\
&+ B\Lambda\chi \int_0^{Fo} \left((1 - \alpha_{эТ})Q + B\Theta|_{\xi=0} \right) e^{-\Lambda\chi(B+Bi)(Fo-\tau)} d\tau; \\
\frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi \rightarrow +\infty} &= 0.
\end{aligned} \tag{7.38}$$

Рішення задачі (7.38) у зображеннях має вигляд

$$U(\xi, s) = \Pi(s)\Phi(\xi, s) = \Pi(s) \frac{\Lambda\chi(B + \alpha_{эТ} Bi) + \alpha_{эТ} s}{B Bi \Lambda\chi + \Lambda\chi(B + Bi)\sqrt{s} + Bs + s\sqrt{s}} e^{-\sqrt{s}\xi} \tag{7.39}$$

Відновимо оригінал температури (7.39), представивши його у вигляді згортки (7.10). Безпосередній перехід від зображення Φ до оригіналу φ з використанням таблиць «оригінал – зображення» не представляється можливим. Тому скористаємося прийомом, пов'язаним з безпосереднім обчисленням інтеграла Мелліна у формулі обернення інтегрального перетворення Лапласа (7.7).

На рисунку 7.4 представлений орієнтований контур в комплексній площині s :

$$K = \overset{\frown}{A_1 A_2} \cup \overline{A_2 A_3} \cup \overset{\frown}{A_3 A_4} \cup \overline{A_4 A_5} \cup \overset{\frown}{A_5 A_6} \cup \overline{A_6 A_1},$$

в якому дуги $\overset{\frown}{A_1 A_2}$ і $\overset{\frown}{A_5 A_6}$ мають радіус R , а дуга $\overset{\frown}{A_3 A_4}$ – радіус r .

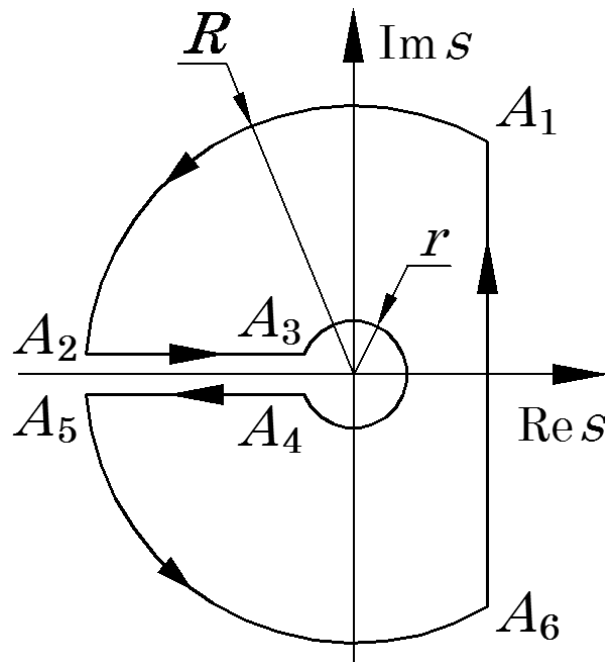


Рисунок 7.4 – Орієнтований контур в комплексній площині s

Зображення (7.39) має єдину особливу точку $s=0$, яка є точкою розгалуження функції двозначної \sqrt{s} . Виберемо ту її гілку $g_0(s)$, для якої справедливо $g_0(1)=1$. Тоді функція (7.39) буде однозначної аналітичної всередині контуру і безперервної всередині цього контуру і на його кордоні.

За інтегральною теоремою Коші при $R \rightarrow \infty$ і $r \rightarrow 0$ інтеграл по $\overline{A_6A_1}$ можна замінити сумою інтеграла уздовж дуг $\widehat{A_1A_2}$, $\widehat{A_5A_6}$, інтегралу уздовж дуги $\widehat{A_3A_4}$ і інтегралу уздовж берегів $\overline{A_2A_3}$ і $\overline{A_4A_5}$ розрізу:

$$\varphi(\xi, F_0) = -\frac{1}{2\pi i} \times \lim_{\substack{R \rightarrow \infty \\ r \rightarrow 0}} \left(\int_{\widehat{A_1A_2} \cup \widehat{A_5A_6}} e^{sF_0} \Phi(\xi, s) ds + \int_{\widehat{A_3A_4}} e^{sF_0} \Phi(\xi, s) ds + \int_{\overline{A_2A_3} \cup \overline{A_4A_5}} e^{sF_0} \Phi(\xi, s) ds \right). \quad (7.40)$$

По лемі Жордана інтеграл уздовж дуг $\widehat{A_1A_2}$ і $\widehat{A_5A_6}$ прямує до нуля при $R \rightarrow \infty$, тобто.

$$\lim_{R \rightarrow \infty} \int_{\widehat{A_1A_2} \cup \widehat{A_5A_6}} e^{sFo} \Phi(\xi, s) ds = 0. \quad (7.41)$$

Для $s \in \widehat{A_3A_4}$, при $s = r e^{i\psi}$, де $\psi = \arg s$, отримуємо рівність

$$\lim_{r \rightarrow 0} \int_{\widehat{A_3A_4}} e^{sFo} \Phi(\xi, s) ds = 0. \quad (7.42)$$

На верхньому березі розрізу для $s \in \overline{A_2A_3}$ справедливо $\arg s = \pi$, $s = u e^{i\pi} \equiv -u$, $\sqrt{s} = \sqrt{u} e^{i\pi/2} \equiv i\sqrt{u}$, звідки випливає

$$\begin{aligned} & \lim_{\substack{R \rightarrow \infty \\ r \rightarrow 0}} \int_{\overline{A_2A_3}} e^{sFo} \Phi(\xi, s) ds = \\ & = \int_0^{+\infty} \frac{(\Lambda\chi(B + \alpha_{\text{эм}} Bi) - \alpha_{\text{эм}} u) (\cos(\sqrt{u}\xi) - i \sin(\sqrt{u}\xi))}{B(Bi \Lambda\chi - u) + i\sqrt{u}(\Lambda\chi(B + Bi) - u)} e^{-uFo} du. \end{aligned} \quad (7.43)$$

Аналогічно, на нижньому березі розрізу для $s \in \overline{A_4A_5}$ маємо $\arg s = -\pi$, $s = -u$, $\sqrt{s} = -i\sqrt{u}$ і

$$\begin{aligned} & \lim_{\substack{R \rightarrow \infty \\ r \rightarrow 0}} \int_{\overline{A_4A_5}} e^{sFo} \Phi(\xi, s) ds = \\ & = - \int_0^{+\infty} \frac{(\Lambda\chi(B + \alpha_{\text{эм}} Bi) - \alpha_{\text{эм}} u) (\cos(\sqrt{u}\xi) + i \sin(\sqrt{u}\xi))}{B(Bi \Lambda\chi - u) - i\sqrt{u}(\Lambda\chi(B + Bi) - u)} e^{-uFo} du. \end{aligned} \quad (7.44)$$

Враховуючи рівності (7.41) – (7.44) і роблячи заміну $u = z^2$, отримуємо оригінал (7.40) у вигляді

$$\varphi(\xi, Fo) = \int_0^{+\infty} (F(z)\sin(\xi z) + G(z)\cos(\xi z))e^{-z^2 Fo} dz, \quad (7.45)$$

де

$$\begin{aligned} F(z) &= \frac{2Bz}{\pi D(z)} \left(\text{Bi} \Lambda \chi - z^2 \right) \left(\Lambda \chi (B + \alpha_{\text{ЭТ}} \text{Bi}) - \alpha_{\text{ЭТ}} z^2 \right); \\ G(z) &= \frac{2z^2}{\pi D(z)} \left(\Lambda \chi (B + \text{Bi}) - z^2 \right) \left(\Lambda \chi (B + \alpha_{\text{ЭТ}} \text{Bi}) - \alpha_{\text{ЭТ}} z^2 \right); \\ D(z) &= B^2 \text{Bi}^2 \Lambda^2 \chi^2 + \Lambda \chi \left(\Lambda \chi (B + \text{Bi})^2 - 2B^2 \text{Bi} \right) z^2 + \\ &+ \left(B^2 - 2\Lambda \chi (B + \text{Bi}) \right) z^4 + z^6. \end{aligned}$$

Таким чином, рішення задачі (7.38) з урахуванням рівностей (7.10) і (7.45) має вигляд

$$\Theta = \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \int_0^{+\infty} (F(z)\sin(\xi z) + G(z)\cos(\xi z))e^{-z^2 \tau} dz d\tau. \quad (7.46)$$

7.3 Розрахунок температури у фрикційному контакті

Розглянемо фрикційну пару гальмівного диска. На рисунку 7.5 представлена фрикційна накладка 1 і половина гальмівного диска 2, обмежена площиною симетрії.

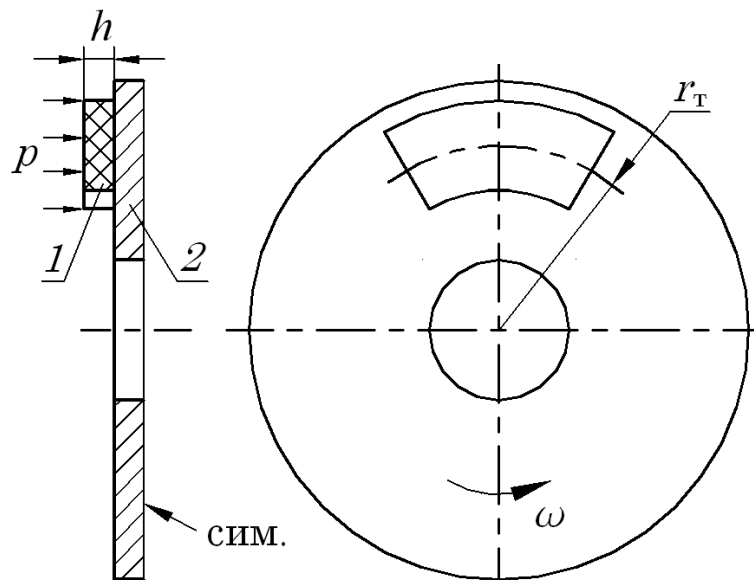


Рисунок 7.5 – Схема пари тертя дисково-колодкового гальма:

1 – фрикційна накладка, 2 – гальмівний диск (половина)

Гальмівний диск обертається з кутовою швидкістю $\omega(t)$, фрикційна накладка притискається до нього тиском p . Геометричні параметри елементів фрикційної пари дискового гальма наведені в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Геометричні параметри елементів фрикційної пари дискового гальма

Параметр	Значення
Товщина накладки h , м	0,015
Середній радіус тертя r_T , м	0,075
Площа поверхні тертя накладки A_H , м ²	0,0013
Площа поверхні охолодження диска $A_D^{охл}$, м ²	0,08
Об'єм диска V_D , м ³	0,0007

Накладка виготовлена з ФПМ типу 145-40, а гальмівний диск – з сірого чавуну марки СЧ15-33. Властивості матеріалів представлені в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Властивості матеріалів елементів фрикційної пари дискового гальма

Властивість	ФПМ 145-40	СЧ15-32
Щільність ρ_H і ρ_D , кг / м ³	2500	7100
Коефіцієнт теплопровідності λ_H і λ_D , Вт / (м °С)	0,64	59
Питома теплоємність c_H і c_D , Дж / (кг °С)	1100	500
Коефіцієнт температуропровідності a_H і a_D , м ² / с	$0,23 \cdot 10^{-6}$	$17 \cdot 10^{-6}$
Коефіцієнт тепловіддачі α_D , Вт / (м ² °С)	–	27
Теплова провідність контакту γ , Вт / (м ² °С)	2900	
Коефіцієнт тертя f	0,38	

Параметри фрикційної пари дискового гальма і навколишнього середовища представлені в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 – Параметри фрикційної пари дискового гальма і навколишнього середовища

Параметр	Значення
Контактний тиск p , МПа	4
Початкова кутова швидкість ω_0 , рад / с	200
Час гальмування t_T , с	1,1
Температура навколишнього середовища T_c , °С	20

Розглянемо процес гальмування, при якому швидкість обертання диска змінюється лінійно:

$$\omega(t) = \omega_0(1 - t/t_m), \quad (7.55)$$

де ω_0 – початкова швидкість обертання; t_T – час гальмування.

З урахуванням (7.55) питома потужність $q(t)$ тепловиділення визначається за такою формулою:

$$q(t) = q_0 \left(1 - \frac{t}{t_T}\right), \quad (7.56)$$

де q_0 – початкова питома потужність тепловиділення.

Припустимо, що вся енергія, що виділяється при терті перетворюється в теплоту. Тоді початкова питома потужність тепловиділення

$$q_0 = f p \omega_0 r_T. \quad (7.57)$$

Визначимо температуру поверхні тертя гальмівної накладки. Для цього скористаємося моделлю (3.38), в якій напівобмежене тіло являє собою фрикційну накладку, а контртіло – гальмівний диск.

Оцінимо товщину теплового шару фрикційної накладки

$$\delta = 3,2\sqrt{a_H t_T} = 3,2\sqrt{0,23 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1} = 0,0016\text{м} \ll 0,015\text{м} = h. \quad (7.58)$$

Нерівність (7.58) підтверджує коректність допущення про необмеженості фрикційної накладки за товщиною.

Для урахування реальних розмірів гальмівного диска розрахуємо його приведену товщину

$$h_{\text{пр}} = \frac{0,5V_D}{A_H} = \frac{0,5 \cdot 0,0007}{0,0013} = 0,27\text{м}. \quad (7.59)$$

Величина $h_{\text{пр}}$ показує, який обсяг гальмівного диска припадає на одиницю площі поверхні тертя фрикційної накладки, і далі буде використовуватися в якості масштабної одиниці довжини.

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі гальмівного диска в навколишнє середовище

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_D \frac{0,5A_D^{\text{охл}}}{A_H} = 27 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,08}{0,0013} = 831 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}). \quad (7.60)$$

З урахуванням величин (7.57), (7.59) і (7.60) розрахуємо безрозмірні параметри моделі (7.38) і режиму гальмування (7.56):

$$\begin{aligned}
 B &= \frac{\gamma h_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{н}}} = \frac{2900 \cdot 0,27}{0,64} = 1223; & Bi &= \frac{\alpha_{\text{пр}} h_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{н}}} = \frac{831 \cdot 0,27}{0,64} = 351; \\
 \Lambda &= \frac{\lambda_{\text{н}}}{\lambda_{\text{д}}} = \frac{0,64}{59} = 0,011; & \chi &= \frac{a_{\text{д}}}{a_{\text{н}}} = \frac{17 \cdot 10^6}{0,23 \cdot 10^6} = 74; \\
 Q_0 &= \frac{f p \omega_0 r_T h_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{н}} T_c} = \frac{0,38 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 200 \cdot 0,075 \cdot 0,27}{0,64 \cdot 20} = 0,48 \cdot 10^6; \\
 Fo_0 &= \frac{a_{\text{н}} t_T}{h_{\text{пр}}^2} = \frac{0,23 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1}{0,27^2} = 3,5 \cdot 10^{-6}.
 \end{aligned} \tag{7.61}$$

Коефіцієнт розподілу енергії тертя визначимо за формулою

$$\begin{aligned}
 \alpha_{\text{эТ}} &= \frac{\sqrt{\lambda_{\text{н}} \rho_{\text{н}} c_{\text{н}}}}{\sqrt{\lambda_{\text{н}} \rho_{\text{н}} c_{\text{н}}} + \sqrt{\lambda_{\text{д}} \rho_{\text{д}} c_{\text{д}}}} = \\
 &= \frac{\sqrt{0,64 \cdot 2500 \cdot 1100}}{\sqrt{0,64 \cdot 2500 \cdot 1100} + \sqrt{59 \cdot 7100 \cdot 500}} = 0,083.
 \end{aligned} \tag{7.62}$$

З допомогою формули (7.46) розрахована часова залежність T_p температури поверхні тертя фрикційної накладки для параметрів (7.61) і (7.62).

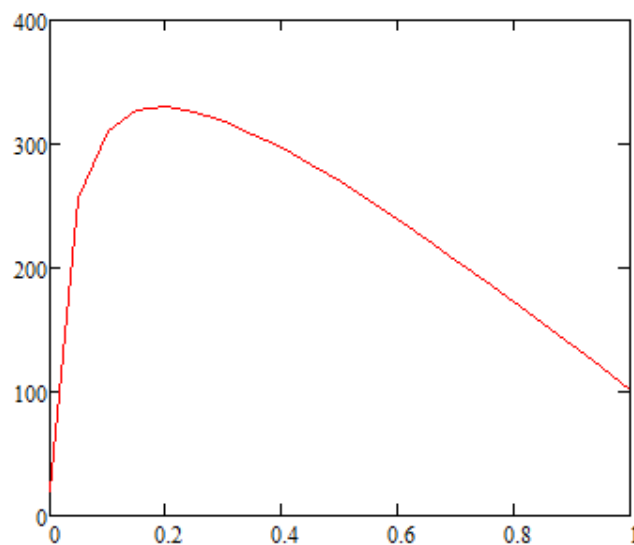


Рисунок 7.6 – Зміна температури поверхні тертя накладки процесі одиничного гальмування

7.4 Аналіз впливу охолодження фрикційного контакту на теплофізичні характеристики взаємодії фрикційних елементів

Отримана залежність описує зміну контактної температури від продуктивності та температури локального охолодження.

Зі збільшенням температури в області взаємодії фрикційної пари відбувається зміна коефіцієнта тертя, що впливає на якість гальмування. Висока температура у фрикційному контакті призводить до зміни міцнісних характеристик поверхневого шару.

Побудовані залежності (рисунки 7.7-7.9) температури поверхні тертя в процесі одиничного гальмування від часу при різних температурах повітряного середовища та продуктивності охолодження показують ефективність стабілізації температури у фрикційному контакті до 25%.

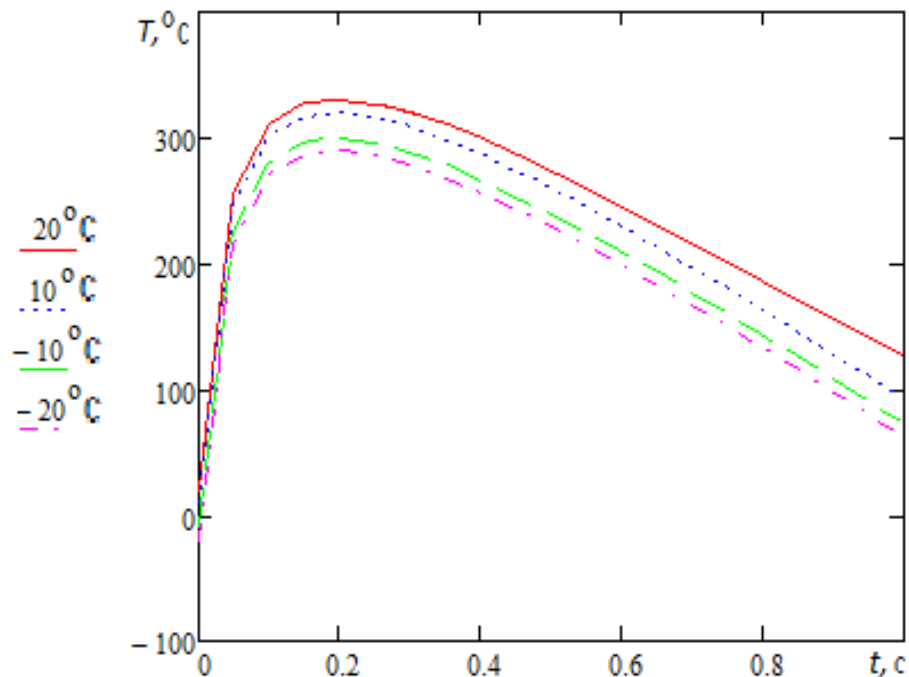


Рисунок 7.7 – Залежність температури поверхні тертя накладки в процесі одиничного гальмування від часу при різних температурах повітряного середовища

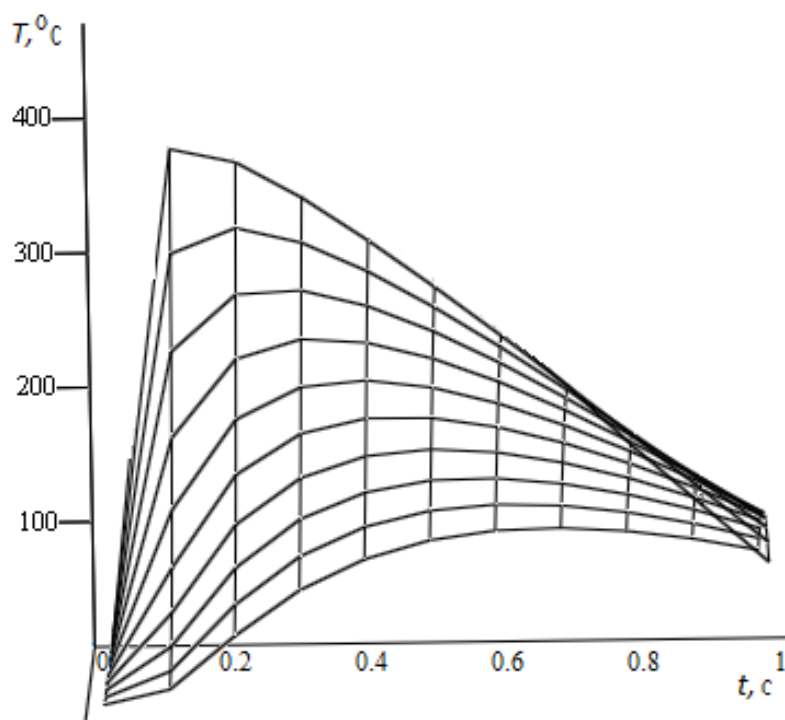


Рисунок 7.8 – Залежність температури поверхні тертя накладки в процесі
одиночного гальмування від часу та координати

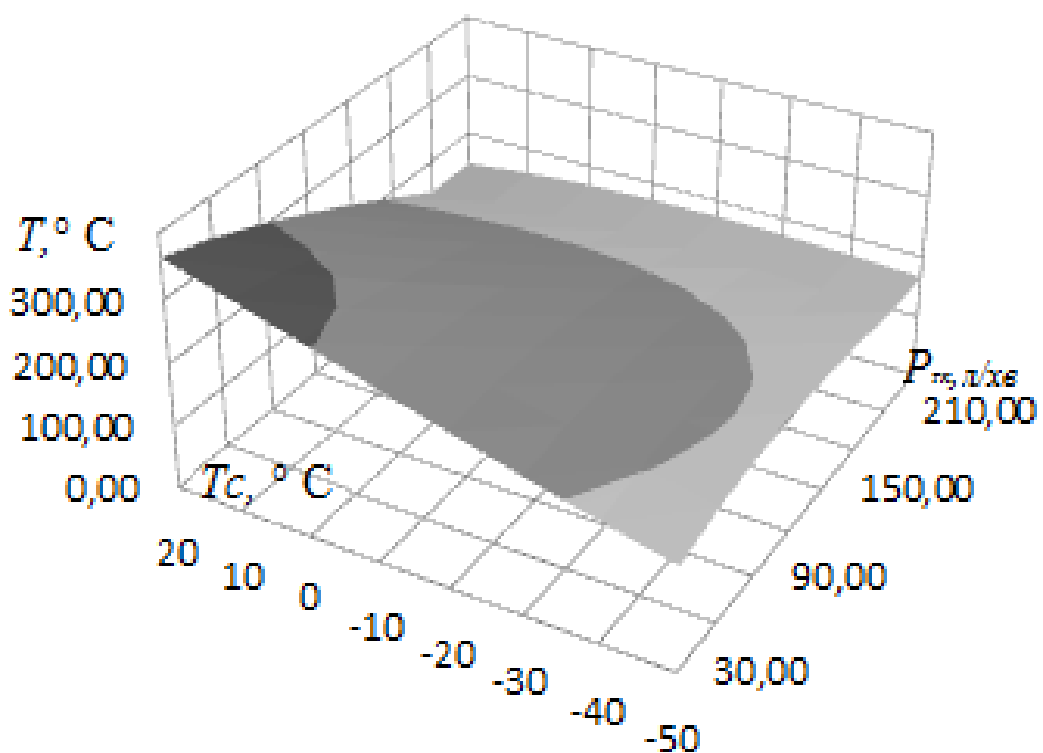


Рисунок 7.9 – Залежність контактної температури від продуктивності та
температури локального охолодження

7.5 Математична модель постачання повітряного середовища у гальмівний фрикційний контакт з урахуванням продуктивності та діаметру отворів в накладках

Гальмові засоби сучасних високошвидкісних потягів досягають питомої енергоємності до 40 МДж. При поглинанні такої кількості енергії при гальмуванні розігрів фрикційних елементів становить 800-900°C, що обумовлює нестабільність характеристик дискового гальма і у підсумку знижує експлуатаційні характеристики рухомого складу, пов'язані з необхідністю дотримання встановленого гальмового шляху та графіків руху потягів.

Проблема залежності коефіцієнта тертя дискового гальма від температури вирішується за різними напрямками: удосконалення конструкції гальма і системи його керування, створення нових принципів гальмування, розробка алгоритмів одночасного керування різними гальмовими системами, розробка нових матеріалів для гальмових елементів, підвищення ефективності їхнього використання та ін.

Разом з цим, природним чинником впливу на коефіцієнт тертя є охолодження робочих фрикційних елементів дискового гальма, завдяки чому виникає можливість суттєво знизити його залежність від температури. Існуючі конструкції реалізують принцип охолодження робочих елементів, який має за мету додаткове спрямування повітряних потоків на більш термічно напружені поверхні при обертанні гальмових дисків, але ефективність цих заходів не задовільна, адже за допомогою них можна відвести із зони тертя лише до 10 % тепла.

Більш ефективним є примусове охолодження робочих елементів фрикційного гальма. Авторами проекту розроблено ряд технічних рішень щодо модернізації гальмівного обладнання локомотивів та вагонів, на які отримані патенти на винаходи та корисні моделі [211, 212, 213, 214, 215, 216,

217, 218, 219, 220, 221]. До цього способу можна віднести і роботу проектного обладнання [222].

Проблема охолодження фрикційної пари, підвищення ефективності способу гальмування транспортного залізничного засобу та обладнання для його здійснення може бути вирішена шляхом ефективного використання стисненого повітря, яке стравлюється з гальмівного циліндру, та охолодження гальмової колодки й робочої поверхні колеса, віднесення продуктів фрикційного зносу з контакту «гальмівний диск – накладка».

Для цього стиснене повітря з гальмівного циліндру через розподільник повітря та зворотний клапан стравлюється в сильфон, при наступному гальмуванні спрацьовує регульований клапан, який пов'язує гальмову колодку з сильфоном, за допомогою якого акумульоване повітря по гумовому трубопроводу через виконані в гальмівній колодці отвори та жолобоподібні канали подається в зону фрикційного контакту, охолоджує його і відносить продукти зносу у довкілля.

При подачі стисненого повітря між гальмівними накладками і гальмівним диском у процесі гальмування можна виявити фактори, які будуть впливати на даний процес, це:

- тиск повітря, що подається між гальмівним диском і гальмівними накладками;
- діаметр вхідних отворів штуцерів в гальмівних накладках;
- оптимальний зазор між гальмівним диском і гальмівними накладками (перед процесом гальмування для того, щоб повітря встигло продути накладки).

Параметрами, що регулюють роботу гальмівного механізму, при подачі стисненого повітря між гальмівними накладками і гальмівним диском, є наступні:

- витрата повітря з ресивера;
- коефіцієнт тертя, коефіцієнт ефективності і коефіцієнт стабільності гальмового механізму;

- рівномірність розподілу повітря по поверхні фрикційної накладки при гальмуванні;
- питома гальмівна сила.

З урахуванням цього потрібно визначити і рекомендувати таке значення тиску стисненого повітря, і діаметрів вхідних отворів, щоб сила протидії з боку стисненого повітря не призводила до погіршення вище перерахованих параметрів.

Тобто, необхідно чисельне визначення факторів, які впливають на процес подачі стисненого повітря між гальмівним диском і гальмівними накладками в процесі гальмування і динаміку їх дії.

У разі примусового охолодження стисненим повітрям поверхню гальмівної накладки потрібно розглядати як аеростатичну опору ковзання. Її основою буде служити фрикційна накладка з симетрично розташованими відносно поздовжньої осі отворами для підведення стисненого повітря.

Розрахунок аеростатичних опори виконаний чисельним методом, що заснований на апроксимації поля тиску в зазорі різницевиими алгебраїчними рівняннями. Метод враховує двомірність розподілу потоку газу в опорах різної конфігурації і дає результати, близькі до реальних. У кожній з точок необхідно врахувати інтегровані рівняння, застосовуючи відомі формули для наближеного обчислення похідних.

Існує декілька методів підведення і розподілу газу в зазорі. Вельми ефективною є секційна система підведення газу з розподілом його в робочому зазорі по мікроканавках. Розрахункова схема одноканавочної прямолінійної аеростатичної опори, застосовуваної при ширині направляючої менше 40 мм, показана на рисунку 7.10.

Газ подається до опори під тиском p_0 . Пройшовши через отвір піддув у d , газ з тиском p_d поступає у мікроканавку; пересуваючись уздовж останньої, через зазор виходить до навколишнього середовища. Мікроканавка у сукупності з нерухомою частиною опори утворює капілярний живильний канал, що має січення у формі рівностороннього трикутника висотою t

(глибина канавки). Через малість витрат повітря, що витікає через змащувальний зазор, потік уздовж капіляру можна вважати ламінарним.

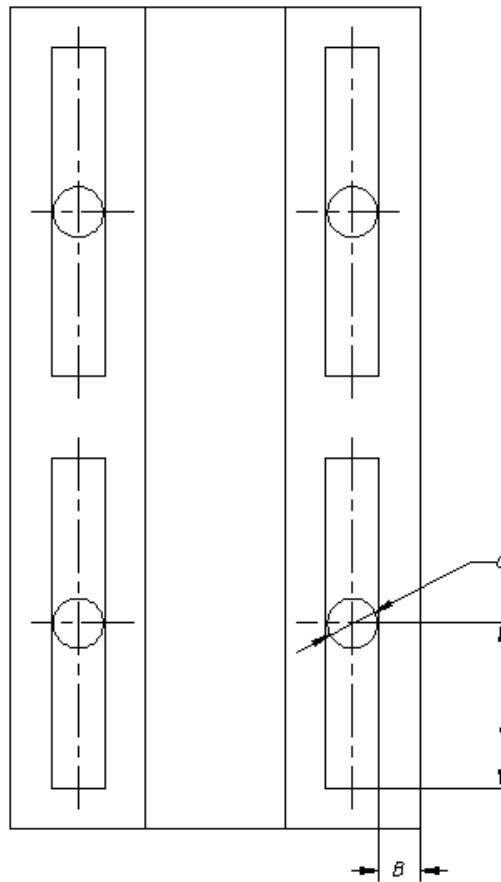


Рисунок 7.10 – Розрахункова схема

Більш точний розв'язок задачі ламінарного змащування опори пов'язаний з великими труднощами, бо потік змащування крізь отвір–просторовий: швидкість потоку, окрім складової $\frac{\partial y}{\partial t}$, має також складову $\frac{\partial x}{\partial t}$. Ці складові пропорційні відповідним градієнтам тиску. Градієнт тиску $\frac{\partial p}{\partial x}$ уздовж капіляру – величина мала у зрівнянні з градієнтом тиску $\frac{\partial p}{\partial y}$. звідки можна припустити, що потік уздовж вісі y плоский та спрямований перпендикулярно осі капіляру. Лінія току, що отримана підтверджує припустимість такого спрощування задачі.

Розглянемо елемент змащувального слою шириною dx та висотою h , що знаходиться на відстані x від вхідного отвору. Витрати газу через січення капіляру зменшуються зі збільшенням x через витік крізь зазор, при $x=l$. Зменшення масової витрати dm_x на відрізку капіляру dx повинно дорівнюватися масовій витраті через зазор (по обидві сторони від капіляру) на тому ж відрізку у напрямку y . Ця умова нерозривності потоку використовується для складання диференційного рівняння опору.

При ламінарному потоці об'ємна витрата газу через капіляр з поперечним перетином рівностороннього трикутника пов'язана з градієнтом тиску формулою:

$$q_x = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{\sqrt{3}t^4}{180\mu}, \quad (7.63)$$

де t – глибина мікроканавки; p – змінний тиск у каналі; μ – динамічна в'язкість газу.

Коливання температури газу у процесі його повільного плину по капіляру незначні; тому має місце співвідношення

$$\rho = A \cdot p, \quad (7.64)$$

де ρ – щільність газу; A – деяка постійна.

З урахуванням (7.63) та (7.64) приріст маси потоку газу уздовж капіляру на елементі dx складатиме:

$$dm_x = \frac{\partial}{\partial x} q_x A p dx = -A \frac{\sqrt{3}t^4}{360\mu} \cdot \frac{d^2 p^2}{dx^2} dx, \quad (7.65)$$

тому що $\frac{\partial p}{\partial x} p = \frac{1}{2} \frac{\partial p^2}{\partial x}$.

Масова витрата у напрямку осі y на тому ж відрізку dx дорівнює приросту $\frac{1}{2} dm_y$ з капіляру у напрямку осі y :

$$\frac{1}{2} dm_y = q_y A p_3 dx = -A \frac{h^3}{24\mu} \cdot \frac{\partial p_3^2}{\partial y} dx; \quad (7.66)$$

тут p_3 – змінний уздовж осі y тиск у зазорі; p – тиск у капілярі.

Вираз (7.66) є лінійним диференціальним рівнянням першого порядку

$$\frac{\partial p_3^2}{\partial y} = const,$$

бо dm_y – постійна величина для розгляданого перетину x . Його інтегрування з урахуванням граничних умов $p_3 = p$ при $y = 0$; $p_3 = p_a$ при $y = B$ приводить до рівняння розподілу тиску уздовж осі y :

$$p_3^2 = -\frac{p^2 - p_a^2}{B} y + p^2. \quad (7.67)$$

Звідки

$$\frac{\partial p_3^2}{\partial y} = -\frac{p^2 - p_a^2}{B}. \quad (7.68)$$

Підставивши (7.68) у вираз (7.66) приведемо останнє до виду

$$dm_y = A \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{p^2 - p_a^2}{B} dx. \quad (7.69)$$

Сума елементарних збільшень витрат у напрямку x та y повинна дорівнювати нулю. Ця умова приводить до диференційного рівняння

$$\frac{h^3}{B} (p^2 - p_a^2) = \frac{\sqrt{3}t^4}{30} \cdot \frac{d^2 p^2}{dx^2}.$$

Підставивши отриману у результаті розв'язку останнього рівняння функцію $p(x)$ у рівняння (5), знайдемо $p_3 = p_3(y)$.

Позначимо характеристику плоскої опори з мікроканавкою

$$K = 17,3 \cdot \frac{l^2 h_0^3}{Bt^4} \quad (7.70)$$

та безрозмірні параметри:

$$P = \frac{p}{p_a} \text{ – відносний тиск у капілярі;}$$

$$X = \frac{x}{l} \text{ – відносна координата;}$$

$$H = \frac{h}{h_0} \text{ – відносний зазор (} h_0 \text{ – розрахунковий зазор).}$$

Окрім того, позначимо для скорочення запису

$$m^2 = KH^3 = 17,3 \cdot \frac{l^2 h_0^3}{Bt^4} \quad (7.71)$$

Диференційне рівняння розподілу тиску уздовж капіляру матиме вид:

$$\frac{\partial^2 P^2}{\partial X} - m^2 P^2 + m^2 = 0 \quad (7.72)$$

Загальний розв'язок цього рівняння буде:

$$P^2 = C_1 e^{mX} + C_2 e^{-mX} + 1$$

З урахуванням граничних умов $P = P_d$ при $X = 0$ (на виході з дроселя діаметром d) та $\frac{\partial P}{\partial X} = 0$ при $X = l$ (так як витрати газу у кінці капіляру можна прийняти рівним нулю) визначемо постійні інтегрування та знайдемо закон розподілу тиску по довжині капіляру:

$$P^2 = \frac{(P_d^2 - 1)e^{mX}}{1 + e^{2m}} + \frac{(P_d^2 - 1)e^{-mX}}{1 + e^{-2m}} \quad (7.73)$$

Результати розрахунків за рівнянням (7.73), а також залежності питомої жорсткості опори від тиску P_d розраховані та наводяться у вигляді таблиць та номограм.

Для подальших розрахунків задаються низкою відомих параметрів та обчислюють шукані. Для проектної гальмівної накладки знайдемо вираз, що визначає оптимальний діаметр отворів в залежності від тиску p_0 .

$$d = \sqrt{\sqrt{\frac{K_1 \gamma_0}{g} \frac{t^4}{102a\mu}}},$$

де K_1 – питома жорсткість опори, γ_0 – питома вага повітря при тиску p_0 ,

t – глибина канавки, a – коефіцієнт зтечення, μ – динамічна в'язкість повітря.

На рисунку 7.11 представлено результати розрахунку оптимального діаметра отвору в залежності від тиску при різних значеннях довжини канавки l .

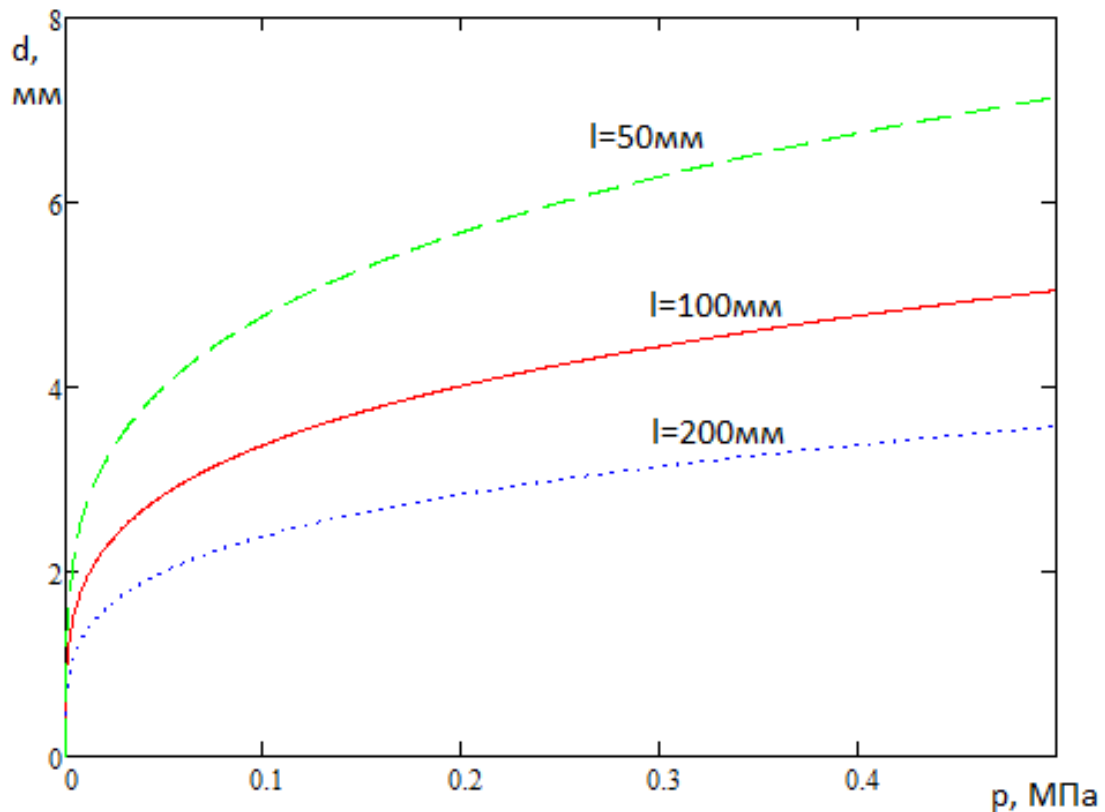


Рисунок 7.11 – Графік залежності оптимального діаметра отворів від тиску повітря, що подається в них

Згідно до одержаних даних, при тиску повітря, яке подається в отвори гальмової накладки до 0,4 МПа (тиск у гальмовому циліндрі під час гальмування вагона), розрахунковий діаметр отворів не перевищує 8 мм.

Потрібно також проаналізувати силу протитиску, яка утворюється при застосуванні стисненого повітря для охолодження фрикційного контакту та віднесення продуктів зносу. Вона обчислюється за формулою:

$$Q = p_a p_0 B \ln K_n, \quad (7.74)$$

де K_n – питома сила протитиску. Варіюванням кількості отворів n , геометричних параметрів елемента аеростатичної опори (накладки) та тиском можна отримувати різні значення сили протитиску Q .

Наведемо графік залежності сили протитиску Q від кількості отворів n у одній накладці. Згідно до формули, вона є лінійною (рисунок 7.12).

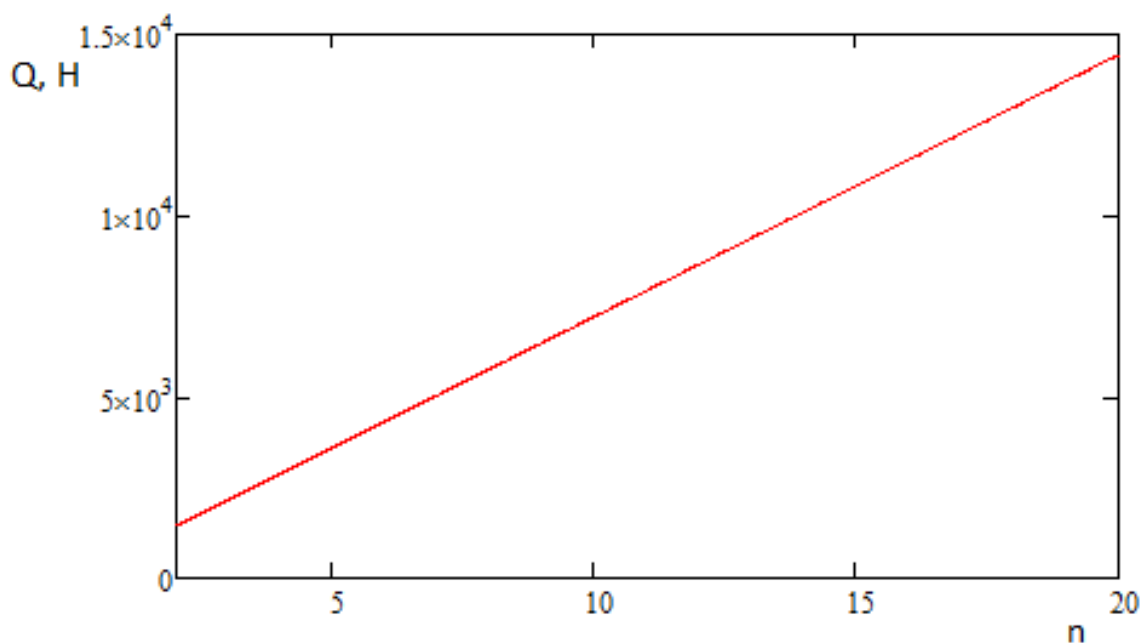


Рисунок 7.12 – Графік залежності сили протитиску Q від кількості отворів n у одній накладці

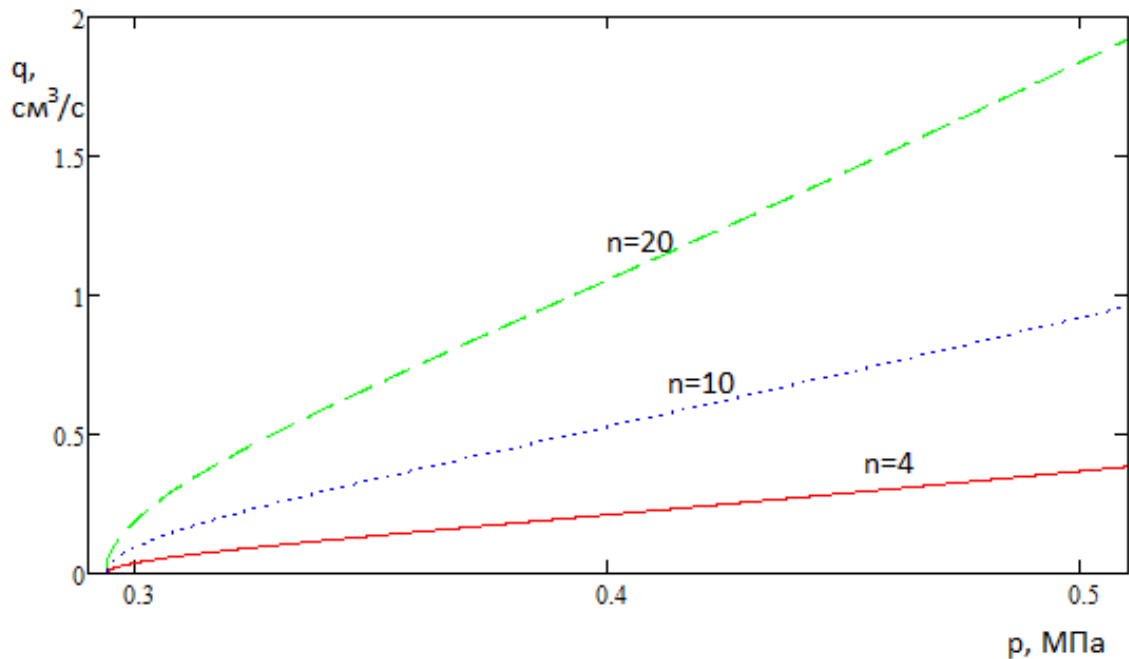


Рисунок 7.13 – Залежність витрати повітря від тиску

На рисунку 7.13 наведена залежність витрати повітря від тиску під час гальмування.

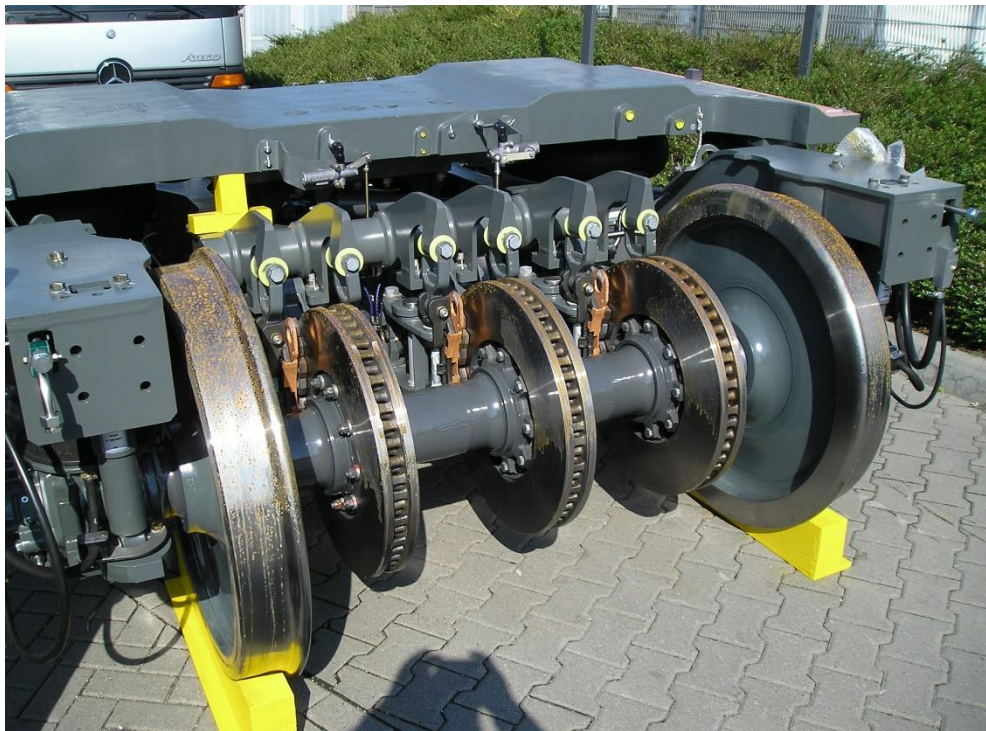
Таким чином, для $p_0 = 0,4 \text{ МПа}$, $l = 100 \text{ мм}$, $B = 20 \text{ мм}$, $p_a = 0,1 \text{ МПа}$, сила протитиску становить 1,44 кН для двох отворів у накладці та 14,4 кН для двадцяти отворів у накладці. Залежно від сили натискання гальмівних накладок на вісь та інших параметрів гальмівної системи, визначаються параметри проектної гальмівної накладки [36, 223, 224, 225].

7.6 Технічні рішення щодо удосконалення дискових гальм при експлуатації локомотива на вибігу

Вся енергія, що виробляється тяговим транспортним засобом, витрачається на подолання сил опору та інерції. Щороку на тягу поїздів витрачається велика кількість палива та електроенергії, вартість яких суттєво впливає на собівартість перевезень. Отже, зниження опору так само важливо, як збільшення коефіцієнта корисної дії тягового транспортного засобу. Зменшення опору дозволяє збільшити вагу рухомого складу або швидкість

при тому ж локомотиві, знизити знос взаємодіючих елементів конструкції і витрати на ремонт. Проблема зниження опору руху безпосередньо пов'язана з необхідністю аеродинамічної оптимізації рухомого складу [226].

При високих швидкостях транспортного засобу вентиляційними лопатками дискових гальм (рисунок 7.14) створюється додатковий опір руху, що призводить до певних витрат потужності локомотива, особливо високошвидкісних локомотивів, в яких за рахунок значних швидкостей опір збільшується. Так через вентиляційні канали прокачується 3000-4000 м³/рік повітря, що охолоджує диск, що призводить до витрат певної потужності. Наприклад, згідно з дослідженнями Туркова А.І. [227], для дизель-поїздів типу ДР та електропоїздів типу ЕР, у яких встановлений комплект із восьми гальмівних дисків, при швидкості 200 км/год на самовентиляцію витрачатиметься понад 19,1 кВт та 48 кВт відповідно. Для дизель-поїзда ДР1 загальна потужність знижується на 2,6%. Проведені дослідження, результати яких представлені у таблиці 7.4 показують, що для сучасних швидкісних поїздів ця цифра збільшується у кілька разів.



а)



б)

Рисунок 7.14 – Встановлення дискових гальм:

а – на візку, б – на експериментальному вагоні

Таблиця 7.4 – Потужність, що витрачається поїздом під час руху на подолання опору від роботи дискового гальма

<i>n/n</i>	<i>Поїзд</i>	<i>Потужність поїзда, кВт</i>	<i>Швидкість руху, км/год (м/с)</i>	<i>Вентиляторна потужність гальмівного диска, $N_{в1}, Вт$</i>	<i>Сумарна вентиляторна потужність гальмівних дисків поїзда, $N_{\Sigma в}, кВт$</i>
1	Поїзд «Аврора» (СНГ)	6092	200 (56)	2060	247
2	TVG (Франція)	22500	574,8 (159)	31065	1988
3	Сапсан (Німеччина)	8000	250 (69,4)	3599	432
4	Дизель-поїзд ADELANTE (ALSTOM)	2800	200 (56)	2060	99
5	ДР1 (СНГ)	736	120 (33,3)	521	19
6	Fahrgestell Velaro CRH3	550	300 (83)	5731	733

Для зменшення опору руху транспортного засобу пропонується забезпечити конструкцію дискових гальм додатковими елементами, які дають змогу усунути циркуляцію повітря у вентиляційних каналах під час руху.

Запропонований спосіб зниження аеродинамічного опору руху транспортних засобів реалізується в такий спосіб.

Під час руху поїзд відчуває вплив навколишнього середовища, що виникає від опору руху, що постійно діє. Виникнення повітряного опору обумовлюється в'язкістю повітря, тобто властивістю чинити опір відносному руху своїх частин. При русі в повітрі обтічного транспортного засобу струмені повітря розступаються перед ним, а за ним знову сходяться, вирівнюються і йдуть паралельними лініями.

Для усунення самовентиляції дискових гальм, що тягне за собою негативний опір руху поїзда в режимі реалізації тягового зусилля і на вибігу, отвори для вентиляції дискових гальм пропонується керовано закривати.

Під час руху пластини 4 з матеріалу з пам'яттю форми (рисунок 7.15), які розташовані на кожній вентиляційній лопатці 3, перекривають вентиляційні канали 5. Під час гальмування рухомого складу гальмівні накладки (на рисунку не показані) притискаються з певним зусиллям до фрикційних кілець 1 гальмівного диска. В результаті створюється гальмівний момент, який через фрикційні кільця 1 і з'єднаний з ними вінець 3 передається на вісь колісної пари, на яку напресований вінець 3 [228, 229].

Під час гальмування за рахунок фрикційної взаємодії гальмівної накладки та диска підвищується температура гальмівного диска. Під дією високої температури матеріал пластини 4 переходить з мартенситного стану T_M аустенітний T_A (рисунок 7.16, б). При цьому змінюється кристалічна решітка і форма пластини 4. Кут нахилу α пластини 4 до вентиляційної лопатки 3 зменшується з 90^0 до 0^0 – вентиляційні канали 5 відкриваються. Під дією відцентрових сил повітря, що знаходиться у вентиляційних каналах 5, рухається від центру гальмівного диска до його периферії в радіальному напрямку, у результаті утворюються повітряні вентиляційні потоки, що

забезпечують відведення тепла від диска. Пластини 4 можуть розташовуватися на вхідному отворі гальмівного диска (рисунок 7.15 розріз А-А), так і на вихідному отворі (рисунок 7.16, а).

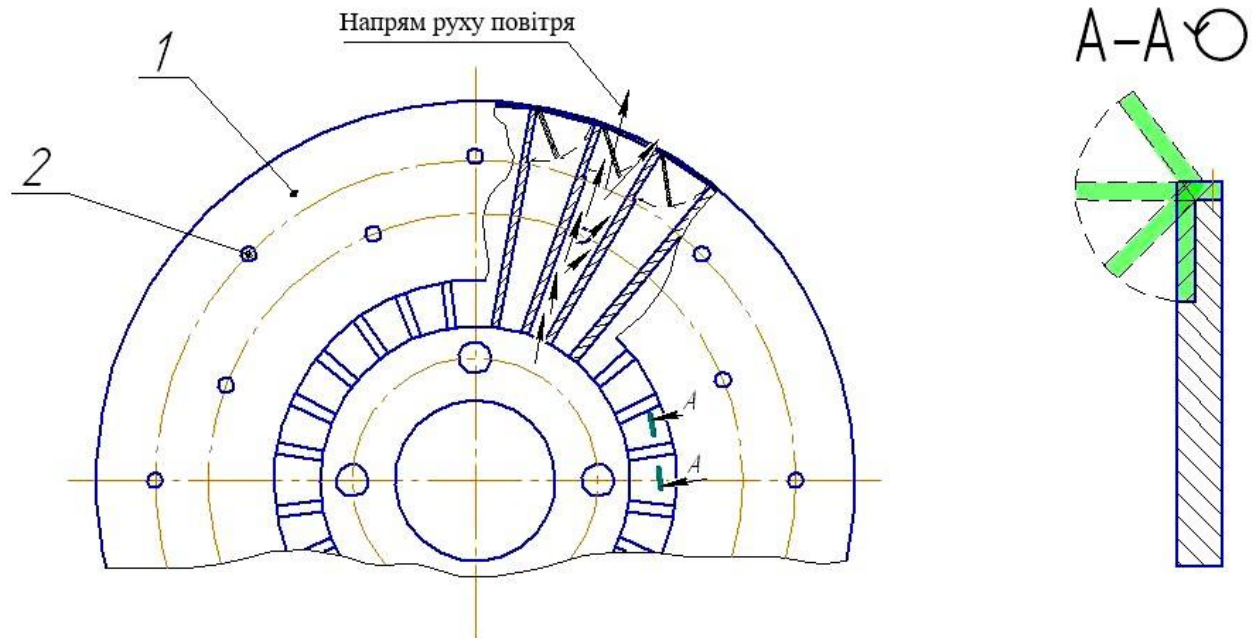


Рисунок 7.15 – Циркуляція повітря у гальмівному диску

Коли гальмівний диск охолоджується, відбувається зворотний процес – матеріал пластини 4 переходить з аустенітного стану мартенситне. При досягненні пластинною температури 4 мартенситного стану T_M вона розгинається, займаючи вихідне положення ($\alpha = 90^0$) – вентиляційні канали 5 закриваються (рисунок 7.16 а, б), завдяки цьому знижується додаткова витрата потужності через циркуляцію повітря у вентиляційних каналах гальмівного диска під час руху.

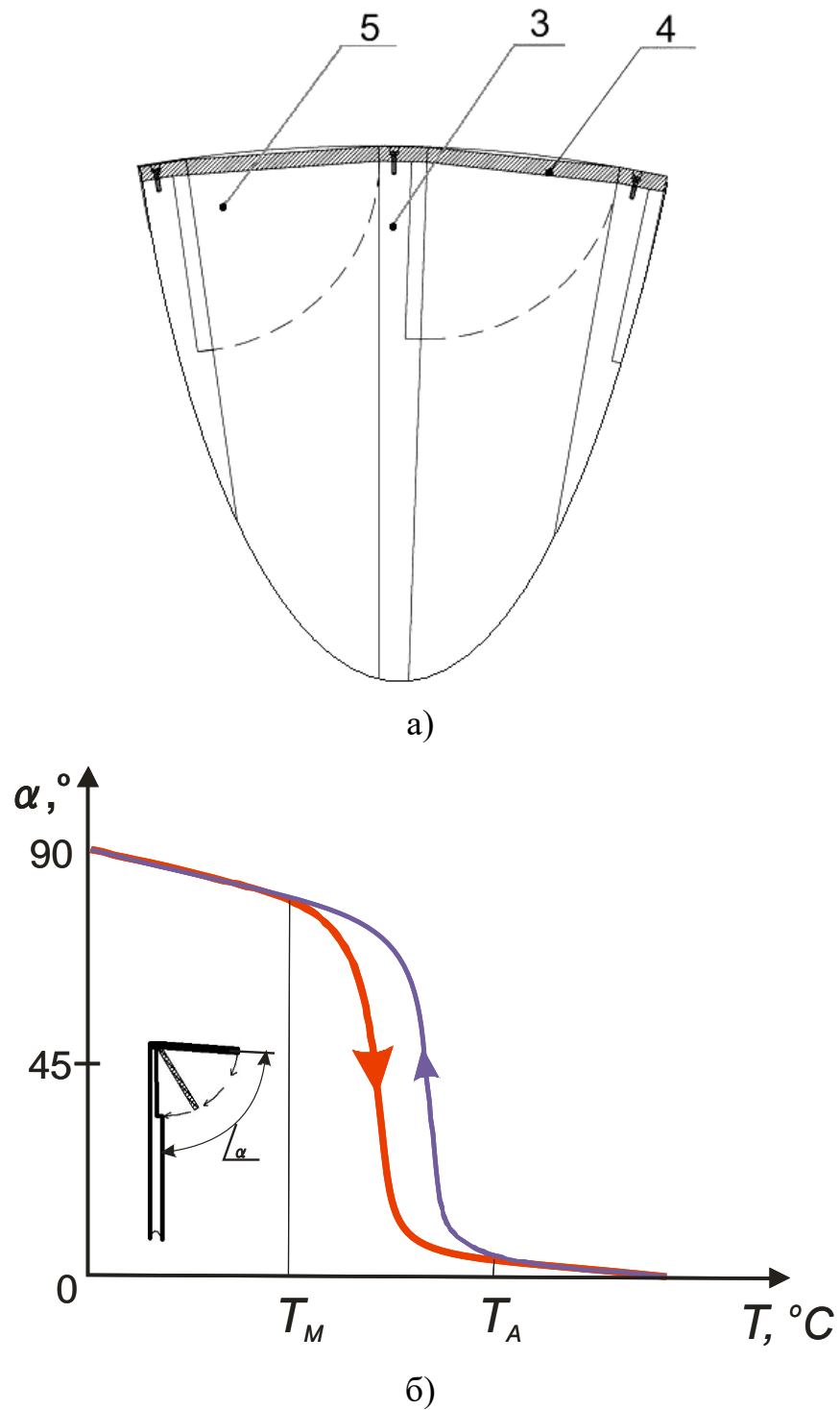


Рисунок 7.16 – Зміна положення пластини від температури:

а – конструктивна схема елемента гальмівного диска;

б – залежність кута повороту пластини щодо вентиляційної лопатки від температури гальмівного диска

Таким чином, під час руху вентиляційні канали закриті, а при режимі гальмування – відкриті. При досягненні гальмівним диском температури

навколишнього середовища пластини повертається у початкове положення. При цьому вентиляційні канали закриваються до наступного гальмування.

Застосування запропонованого способу дозволить знизити опір руху транспортного засобу, оптимізувати експлуатацію дискових гальм у режимі тяги та вибігу, підвищити ефективну потужність тягового транспортного засобу і тим самим зменшити витрати енергії та палива [230, 231].

Висновки по розділу 7

Удосконалена математична модель теплофізичних характеристик фрикційного контакту урахуванням примусового постачання повітряного середовища та його температури для стабілізації коефіцієнта тертя.

Зі збільшенням температури в області взаємодії фрикційної пари відбувається зміна коефіцієнта тертя, що впливає на якість гальмування. Висока температура у фрикційному контакті призводить до зміни міцнісних характеристик поверхневого шару.

Побудовані залежності температури поверхні тертя в процесі одиничного гальмування від часу при різних температурах повітряного середовища та продуктивності охолодження показують ефективність стабілізації температури у фрикційному контакті до 25%.

Запропонована методика дослідження і створена математична модель постачання повітряного середовища у гальмівний фрикційний контакт дозволяє визначити і рекомендувати таке значення тиску стисненого повітря, і геометрії отворів накладки, щоб сила протитиску не призводила до зменшення ефективності фрикційної взаємодії. Для тиску повітря 0,4 МПа, довжини канавок 10 см, відстані від краю накладки до отворів 2 см, сила протитиску становить 1,44 кН для двох отворів у накладці.

Більш детально розглянуто технічне рішення для зниження опору руху транспортного засобу, ефективності експлуатації дискових гальм у режимі тяги та вибігу, підвищення ефективної потужності тягового транспортного

засобу та зменшення витрат енергії і палива шляхом забезпечення конструкції дискових гальм додатковими елементами, які дають змогу усунути циркуляцію повітря у вентиляційних каналах дисків під час руху локомотива.

8 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РУХОМОГО СКЛАДУ ШЛЯХОМ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ КОНТАКТУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ

Однією з базових галузей промисловості є залізничний транспорт. Питання стабілізації становища на залізничному транспорті і, тим самим, економіки України є стратегічним завданням.

З метою підвищення ефективності впровадження нової техніки та технологій, що забезпечують суттєве скорочення споживаних у галузі ресурсів, концентрації зусиль на розробках, що мають енергетичну та екологічну значущість, вважається найважливішим завданням планомірно впровадження нових технічних засобів і передових технологій, спрямованих на підвищення технічного рівня підприємств залізничного транспорту. Отже, дослідження, створені задля розв'язання цих завдань, є актуальними.

Одним з технологічних методів вирішення зазначених завдань є зниження інтенсивності зношування поверхонь за рахунок підвищення їх властивостей ефективними методами зміцнення, а після зносу відповідними методами відновлення. Цей напрямок є особливо перспективним для деталей, що лімітують термін служби рухомого складу, до яких, в першу чергу, відносяться колесо та рейка.

Крім того, безпека експлуатації рухомого складу залізничного транспорту багато в чому залежить від надійної роботи гальм. У цьому напрямі залишаються ще невирішеними важливі питання та, зокрема, недостатньо досліджена взаємодія гальмівної колодки, колеса та рейки.

У процесі експлуатації рухомого складу гальмування безпосередньо залежить від процесів, що протікають в парах тертя колодка-колесо і колесо-рейка. При цьому, колодка та рейка конструкційно між собою не пов'язані, однак, вони взаємодіють у процесі роботи з одним і тим самим елементом – колесом, і мають взаємозв'язок через навантаження та фізико-хімічні властивості матеріалів.

Тому актуальним завданням є визначення шляхів підвищення довговічності на основі встановлення та всебічного вивчення закономірності процесів теплової динаміки тертя, що протікають у парах тертя колодка – колесо та колесо – рейка в експлуатації.

8.1 Дослідження впливу твердості металу на підвищення ресурсу контактуючих поверхонь

Збільшення обсягів перевезень на залізничному транспорті в останні десятиліття ускладнило умови експлуатації колії та рухомого складу, призвело до більш швидкого зношування рейок, колісних пар та гальмівного обладнання. Якщо раніше інтенсивне зношування рейок і колісних пар спостерігалось на ділянках із затяжними підйомами і спусками, то останніми роками воно стало поширеним і на рівнинних залізницях. На інтенсивність зношування рейок і коліс рухомого складу впливають багато факторів: недосконалість ресорного підвішування; різниця діаметрів поверхонь кочення бандажів однієї колісної пари; асиметрія колісних пар при розміщенні їх у рамі візка; статична розвіска колісних пар та підвищення маси поїзда. Це призводить до підвищеного зносу не тільки тягової частини бандажу, але й гребенів коліс рухомого складу, а також фрикційних елементів гальмівного обладнання.

Нині вдалося знизити інтенсивність зношування до рівня, у якому пробіг рухомого складу між замінами бандажів становить 500-700 тис. км. У 85% випадків знос гребеня бандажа має більшу інтенсивність, ніж знос поверхні кочення [232, 233]. Для збільшення ресурсу бандажів колісних пар рухомого складу використовують поверхневе зміцнення, оптимізацію профілю обточування та триботехнічні матеріали.

Ресурс коліс рухомого складу визначає періодичність технічного обслуговування, в процесі якого здійснюється обточка для відновлення профілів поверхонь кочення, або заміна повністю зношених коліс. Від

технічного стану коліс локомотивів та вагонів залежить швидкість та безпека руху. Від допускових значень таких показників зносу, як товщина гребеня, параметр крутості гребеня і товщина бандажа суттєво залежать важливі техніко-економічні експлуатаційні показники роботи рухомого складу, а саме: пробіг колісних пар між обточками бандажів, сумарна кількість обточок бандажів за їх експлуатаційний життєвий цикл, загальний ресурс бандажів. Тому перед науковою спільнотою стоїть задача забезпечити зменшення витрат на утримання, ремонт і подовження експлуатаційного життєвого циклу бандажів коліс локомотивів та вагонів.

З метою підвищення енергетичної та екологічної ефективності рухомого складу основною задачею практично всіх відомих досліджень щодо зношування гребенів коліс було збільшення пробігів колісних пар між обточками – міжремонтних пробігів, а також сумарних пробігів колісних пар за життєвий цикл бандажів за рахунок зменшення інтенсивності зношування [234]. При досягненні хоча б одним з параметрів профілю (товщина гребеня, параметр крутості гребеня) одного з коліс колісної пари свого мінімально-допустимого значення колесо обточують [235, 236, 237]. При цьому профіль повністю відновлюється і набуває геометрію нового ремонтного профілю [238, 239]. Більшість існуючих методів оптимізації профілю залізничних коліс мають на меті зниження зносу з врахуванням показників зносу [239].

Зниження зношування може бути забезпечене за рахунок зменшення коефіцієнта тертя в зоні контакту гребеня з рейкою (лубрикація) та/або зміни механічних властивостей матеріалу колеса. Найефективнішим передбачається при цьому комплексний підхід. І тут виняткового значення набувають дослідження в галузі триботехнічного матеріалознавства, а також експерименти, які можуть розкрити та знайти способи зниження втрат на тертя та підвищення зносостійкості [240, 241].

Для зміцнення гребенів колісних пар рухомого складу розроблено та використовуються три основні технології: лазерна, плазмова та електроконтактна. Застосування перших двох фактично зводиться до

загартування металу, так як здійснюється спочатку його нагрівання на поверхні постійно діючим джерелом тепла (струменем плазми або лазерним променем), а потім швидке охолодження шляхом відведення тепла у глиб металу. Що стосується лазерної технології, то вона заснована на проходженні світлового потоку, який поглинається вільними електронами в приповерхневому шарі (товщиною 0,1-1 мкм), що призводить до підвищення їхньої енергії та інтенсифікації зіткнень між собою. Застосування лазерного комплексу вимагає високої кваліфікації обслуговуючого персоналу, додаткових витрат, пов'язаних з формуванням поглинаючих покриттів на поверхні зміцнюваної деталі (зниження відображаючої здатності збільшує ККД лазера), особливих кліматичних і санітарних умов у виробничих приміщеннях. Найбільш розповсюдженою на дорогах СНД є плазмова технологія.

8.2 Опис установки дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500

Установка дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500 призначена для збільшення твердості металевих поверхонь, які зазнають суттєвих механічних навантажень та тертя: колеса, рейки, гальмівні диски та накладки (колодки), посадкові місця валів, зуби шестерень, упорні пластини і т.д. Також може ефективно використовуватися для підвищення міцності поверхонь, раніше механічно оброблених – розточених чи наплавлених для надання відновленій поверхні необхідного ступеня твердості.

Принцип дугового імпульсного зміцнення полягає в нагріванні поверхні дуговим стовпом, при якому тепловкладання в деталь обмежено рахунок зворотної полярності струму, а також імпульсної модуляції дуги. Збільшення твердості при цьому відбувається у вигляді природного відведення тепла в тіло деталі. Завдяки імпульсному характеру струму процес зміцнення

проходить ефективніше, зменшується ризик розплавлення поверхні.

Установка імпульсного дугового поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500 складається з джерела живлення MSH 500, блоку охолодження WC 10 і пальника Н 200 (рисунок 8.1). Основні технічні характеристики установки представлені у таблиці 8.1.



Рисунок 8.1 – Загальний вид установки дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500

Таблиця 8.1 – Основні технічні характеристики установки дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500

Технічний параметр		Значення
Джерело живлення MSH 500		
1	Напруги живлення джерела плазмової дуги, В	3x380±10%
2	Частота мережі, Гц	50/60
3	Допустима температура навколишнього середовища, °С	(-5)...(+40)

4	Відносна вологість, %, не більше	80
5	Номінальна споживана потужність, кВА	13
6	Споживаний фазний струм через мережу 380В, А	20
7	Спосіб охолодження	повітряне примусове
8	Робочий струм, А	60-500
9	Напруга холостого ходу, В	68
10	Робоча напруга дуги, В	20-32
11	Робочий цикл (ТВ) при струмі 160 А, %	100
12	Спосіб збудження плазми	HF безконтактний
13	ККД, %	85
14	Клас ізоляції	Н
15	Затримка подачі газу після завершення циклу, с	1
Блок WC 10		
16	Напруга живлення блоку рідинного охолодження, В	2x380±10%
17	Споживана потужність, Вт	370
18	Максимальний вихідний тиск, бар	4,7
19	Ємність бака, л	9
20	Продуктивність, л/хв	5,8
21	Чутливість датчика тиску, не більше, бар	1,5
22	Клас захисту	IP21
23	Маса, кг	13,8
Пальник Н 200		
24	Спосіб охолодження пальника	рідинний примусовий
25	Рекомендований тип охолоджуючої рідини	ВТС-15
26	Ширина зони зміцнення, мм	10-17
27	Глибина зміцнення, мм	від 0,1-1,5
28	Максимальний робочий струм пальника Н 200, А	200
29	Максимальний робочий струм пальника НМ 240, А	240
30	Режим керування пальником	2Т
31	Клас ізоляції	Н

Важливими та безумовними перевагами установки Tesla Weld MSH 500 над існуючими аналогами є:

– *імпульсний характер струму*. Зміцнення поверхні здійснюється завдяки впливу на поверхню високої температури, що передається деталі від стовпа електричної дуги, що має зворотну полярність. При цьому імпульсний характер струму дозволяє обмежити кількість тепла, що передається, щоб уникнути розплавлення деталі.

– *широкий діапазон робочих струмів*. Для підключення установки потрібна 3-фазна мережа на 380 В. Апарат може працювати в діапазоні вихідного струму від 60 до 500 А. За умови роботи з силою струму 160 А тривалість включення становить 100%, що забезпечує безперервний процес зміцнення металів в умовах високих виробничих навантажень.

– *ефективна система охолодження*. Завдяки примусовому охолодженню, апарат може тривалий час працювати навіть при температурі навколишнього середовища 40°C. При цьому корпус охолоджується повітрям у примусовому порядку, а пальник має окремий блок рідинного охолодження.

– *швидкий запал дуги*. Для збудження електричного стовпа використовується безконтактне запалювання, що спрощує початок роботи. Взагалі, завдяки простим налаштуванням робочого процесу освоїти принципи функціонування обладнання можна без специфічного досвіду.

– *різна товщина зміцнення на вибір оператора*. Процес зміцнення відбувається за допомогою пальника Н 200. Швидкість та напрямок руху вибирає оператор, а товщина зміцненої металевої поверхні може досягати 1,5 мм.

– *компактність та економічність*. Установка має невелику вагу трохи більше 13 кг і компактні розміри, завдяки чому зміцнення можна виконувати на оперативному просторі без розбирання складних агрегатів і застосування для цього дорогого додаткового обладнання.

Важливими особливостями та перевагами установки є економічність та

можливість застосування в оперативній виробничій обстановці. Наприклад, зміцнення посадкового місця валу або шестерні може проводитися на місці установки і не вимагає наявності габаритної та дорогої техніки, а також демонтаж деталі.

8.3 Експериментальні дослідження поверхневого зміцнення зразків металу

З метою вивчення впливу процесу зміцнення установкою Tesla Weld MSH 500 на мікроструктуру і твердість металу проведемо експериментальні дослідження роботи установки на декількох зразках металу: сталь 3, сталь 40X, сталь 45. Ефективність контролюватимемо твердоміром динамічним NOVOTEST Т-Д2 (рисунок 8.2). Технічні характеристики твердоміра динамічного NOVOTEST Т-Д2 представлені у таблиці 8.2.



Рисунок 8.2 – Твердомір динамічний NOVOTEST Т-Д2

Твердомір динамічний NOVOTEST Т-Д2 застосовує динамічний метод вимірювання твердості (метод Ліба), стандартизований згідно ASTM A596 та ідеально підходить для вимірювання твердості масивних деталей, матеріалів

з крупнозернистою структурою, чавунів та кольорових металів, виробів з поверхнями, що погано підготовлені для вимірювання. Прилад робить розрахунок даних за шкалами Роквелла, Брінелля, Віккерса і має настроювані параметри користувача, а також придатний для роботи з недостатньо якісно обробленими поверхнями деталей.

Таблиця 8.2 – Технічні характеристики твердомера динамічного NOVOTEST Т-Д2

Технічний параметр	Значення
Діапазон вимірювання твердості: по Роквеллу, HRC	20 - 70
по Брінеллю, HB	90 - 450
по Віккерсу, HV	230 - 940
тимчасового опору (межі міцності), МПа	370 - 1740
Основна похибка виміру:	+/- 1,5% (2 од.) HRC; +/- 3% (10 од.) HB; +/- 3% (15од.) HV
Габаритні розміри, мм	122x65x23
Робочий діапазон температур, ° С	від -20 до + 40
Живлення	2 елемента живлення типу AA
Час безперервної роботи, год, не менше	20
Маса електронного блоку з батареєю, не більше, кг	0,2

Підготовлені зразки металу (сталь 3, сталь 40Х, сталь 45) за всіма технічними параметрами відповідали вимогам щодо об'єкта контролю для вимірювання твердості динамічним твердоміром NOVOTEST Т-Д2 (таблиця 8.3).

Таблиця 8.3 – Вимоги до об'єкту контролю

Технічний параметр	Для динамічного датчика
Шорсткість не більше, Ra	3,2
Радіус кривизни не менше, мм	10
Маса, не менше, кг	5
Товщина не менше, мм	10

Вимірювання шорсткості на поверхні зразків виконувались за допомогою приладу фірми Hommel Tester типу T1000 (паспортна похибка 0,002 мм), представленого на рисунку 8.3. На очищену знежирену поверхню зразків встановлювався і фіксувався вимірювальний перетворювач з індуктивною системою щупа. Дія приладу заснована на принципі проходження нерівностей досліджуваної поверхні алмазною голкою щупа і перетворення, що виникають при цьому механічних коливань щупа у зміни напруги, пропорційні цим коливанням, які посилюються і перетворюються електронним блоком. Результати вимірювання виводяться на рідкокристалічний дисплей блоку управління та зберігаються у пам'яті пристрою [190].



Рисунок 8.3 – Вимірювання шорсткості поверхні за допомогою приладу Hommel Tester T1000

Межа систематичної складової основної похибки за параметром Ra становить 3%, що дозволяє з високою точністю та достовірністю визначати всі необхідні для подальших досліджень параметри шорсткості поверхні.

Методика проведення експериментальних досліджень роботи установки Tesla Weld MSH 500 полягала в наступному [242]:

1. Як досліджуваний об'єкт вибирався зразок зі сталі 3, виконувалося очищення та знежирення його поверхні. Поверхня поділялася на дві половини – вихідна поверхня основного матеріалу та поверхня для виконання процесу зміцнення.

2. Виконувався вимір шорсткості поверхні зразка.

3. Здійснювався процес зміцнення зразка за допомогою пальника Н 200, який оператор переміщає по одній половині поверхні зразка металу з необхідною швидкістю та на однаковій відстані сопла від поверхні (рисунок 8.4).

4. Твердоміром динамічним NOVOTEST Т-Д2 виконувався замір твердості по десяти точках поверхні основного металу (рисунок 8.5).

5. Твердоміром динамічним NOVOTEST Т-Д2 виконувався вимір твердості по десяти точках поверхні зміцненого шару (рисунок 8.6).

6. Отримані дані заносилися до таблиці подальшої обробки.

7. Аналогічні дії виконувались для зразка зі сталі 40Х (рисунок 8.7-8.9) та зразка зі сталі 45 (рисунок 8.10-8.12).



Рисунок 8.4 – Процес зміцнення зразка сталі 3



Рисунок 8.5 – Процес вимірювання твердості на поверхні зразка сталі 3, яка не піддавалась зміцненню



Рисунок 8.6 – Процес вимірювання твердості на поверхні зразка сталі 3, яка піддавалась зміцненню

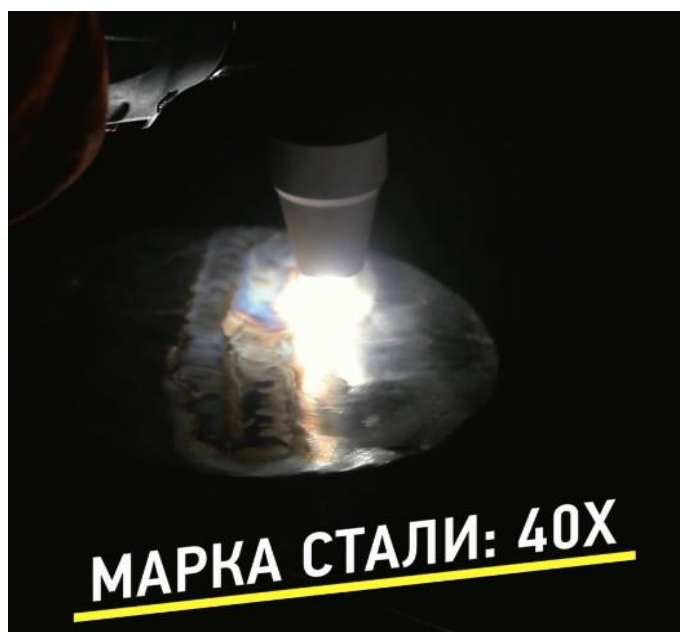


Рисунок 8.7 – Процес зміцнення зразка сталі 40X



Рисунок 8.8 – Процес вимірювання твердості на поверхні зразка сталі 40X,
яка не піддавалась зміцненню



Рисунок 8.9 – Процес вимірювання твердості на поверхні зразка сталі 40X,
яка піддавалась зміцненню



Рисунок 8.10 – Процес зміцнення зразка сталі 45



Рисунок 8.11 – Процес вимірювання твердості на поверхні зразка сталі 45, яка не піддавалась зміцненню



Рисунок 8.12 – Процес вимірювання твердості на поверхні зразка сталі 45, яка піддавалась зміцненню

Результати математичної обробки експериментальних даних, отриманих за результатами проведених досліджень зміцнення зразків металу (сталь 3, сталь 40X, сталь 45) представлені в таблиці 8.4.

Таблиця 8.4 – Результати експериментальних досліджень зміцнення зразків металу

Марка сталі	Середня величина твердості зразка до зміцнення HV_{cp}	Середня величина твердості зразка після зміцнення HV_{cp}	Збільшення твердості, %
Сталь 3	126,5	334,6	165
Сталь 40X	180,3	481,1	167
Сталь 45	134,2	350,4	161

На підставі проведених експериментальних досліджень зміцнення зразків металу (сталь 3, сталь 40X, сталь 45) встановлено, що зміцнення їхньої поверхні установкою дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500, дозволило збільшити поверхневу твердість більш ніж на 160%.

Шорсткість зразків до зміцнення становила $Ra = 3$ мкм, а після зміцнення $Ra = 3,2$ мкм. Після процесу дугового зміцнення зразки повністю зберегли свої геометричні розміри, готові до випробувань та навантажень, не потребують додаткової механічної обробки.

8.4 Проведення металографічних досліджень мікроструктури металу після зміцнення. Випробування на твердість

З метою підтвердження отриманих закономірностей зміцнення поверхонь зразків установкою дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500 було виконано вивчення мікроструктури металу після зміцнення та його випробування на твердість, яке проводилось у Центрі незалежних досліджень ТОВ НВП «Укрінтех», протокол випробувань № 0771-20 від 26.10.2020 (таблиця 8.5).

Таблиця 8.5 – Вихідні дані для проведення досліджень

Зразок	Зразок сталі 40X, зі слідами термічного зміцнення після виконання імпульсного дугового зміцнення струмом 160А
Вид досліджень	Металографічні дослідження Вимірювання твердості мікро - Віккерсу
Ціль	Вивчення мікроструктури металу після зміцнення Випробування на твердість
Нормативні документи	ДСТУ ISO 6507-1:2007 Національний стандарт України. «Металеві матеріали. Визначення твердості за Віккерсом. Частина 1. Метод випробувань»
Відбір проби	Виконаний лабораторією
Устаткування для контролю	Металографічний інвертований мікроскоп XDS-3 MET зав. №S- N:421626. Шліфувально-полірувальний верстат FTP-1M із комплектом витратних матеріалів. Стаціонарний твердомір Мікро-Віккерс UIT HVmicro-1, зав. №130105, сертифікат калібрування UA01 №7501 від 11.12.2019 р.

Металографічні дослідження

З наданого зразка прокатної сталі був виготовлений мікрошліф для металографічного аналізу у зазначеній зоні. (рисунок 8.13).



Рисунок 8.13 – Мікрошліф «зразка прокатної сталі»
із зазначенням зони вирізки

З наданого на аналіз зразка сталі сталевого прокату, зі слідами термічної обробки на одній із лицьових поверхонь, був приготовлений поперечний мікрошліф. Місце відбору матеріалу виготовлення шліфу зображено рисунку 8.13.

Після травлення шліфу в реактиві «4% спиртовий розчин азотної кислоти», було виявлено мікроструктуру сталі (рисунки 8.14-8.15):

- серцевина сталі складається з ферито-перлітної структури;
- зміцнений шар складається із загартованих структур сталі.

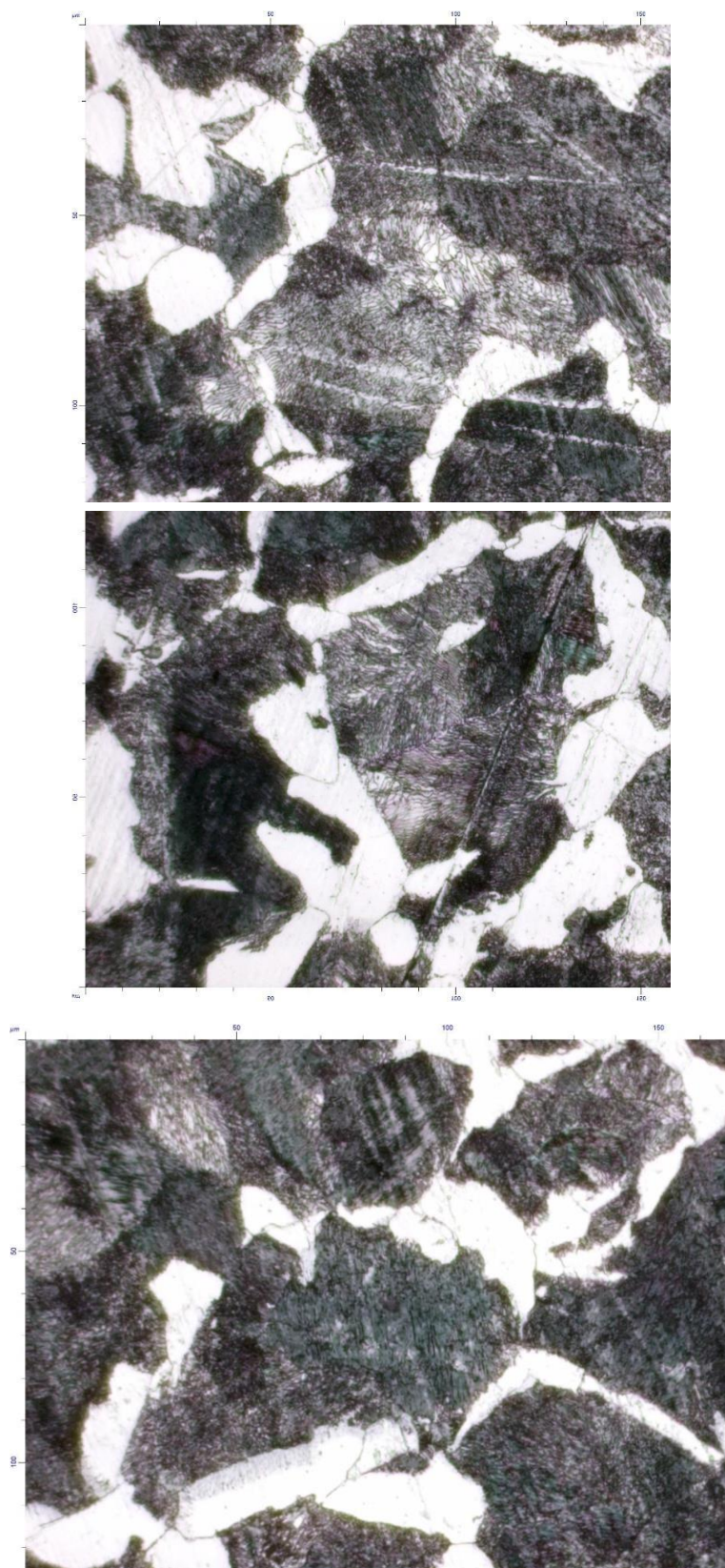


Рисунок 8.14 – Фото мікроструктури серцевини основного металу, x500

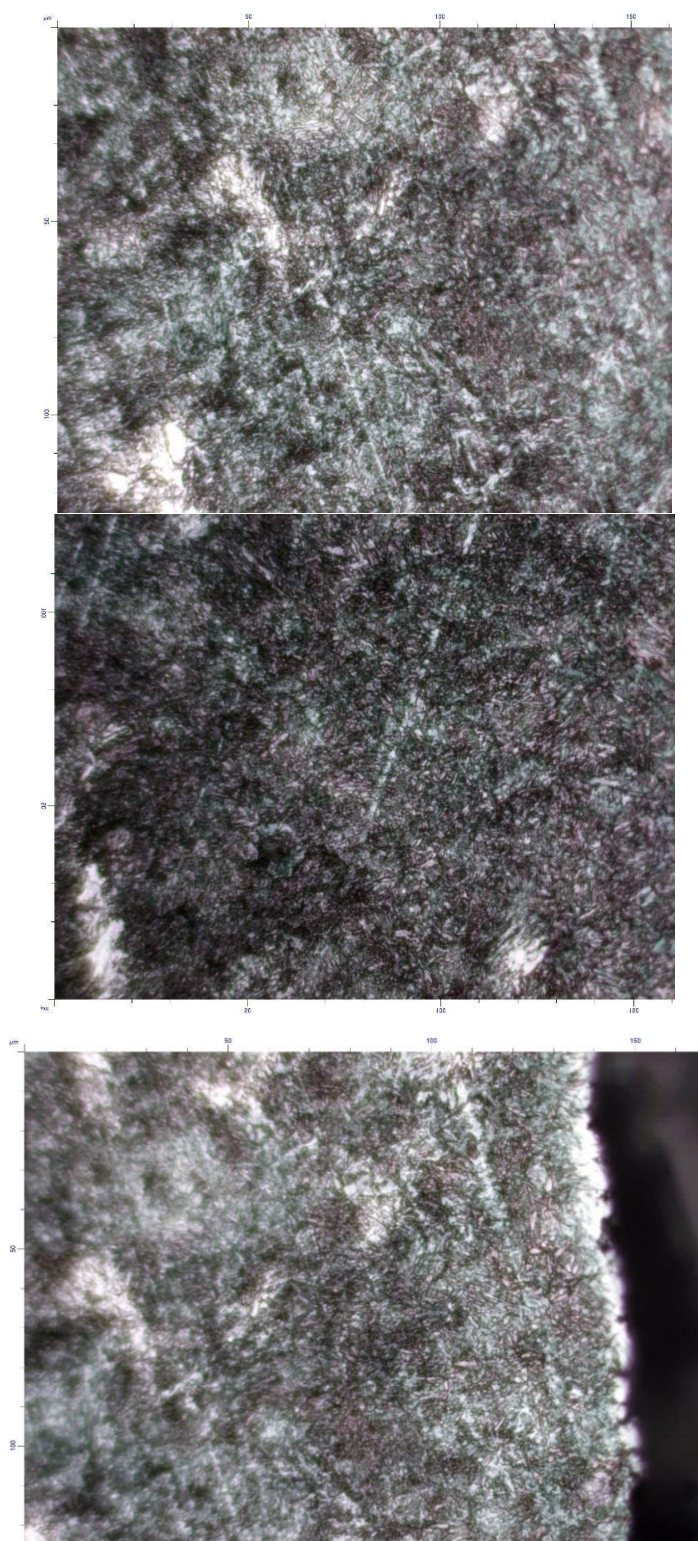


Рисунок 8.15 – Фото мікроструктури зміцненого шару, x500

При вивченні мікроструктури зміцненого шару, був зроблений замір глибини зміцненого шару, він становив близько 186 мкм углиб основного металу (рисунок 8.16-8.18). Встановлено максимальну глибину зміцненого шару, що склала близько 207 мкм углиб основного металу у максимальній

точці (рисунок 8.19).

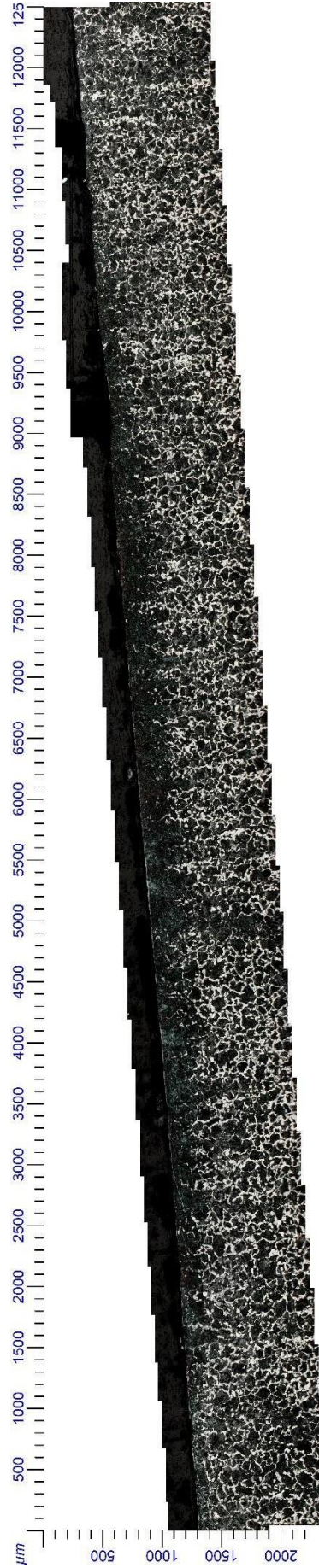


Рисунок 8.16 – Фото травленого шліфу, панорама x100



Рисунок 8.17 – Фото мікроструктури зміцненого шару, панорама x100

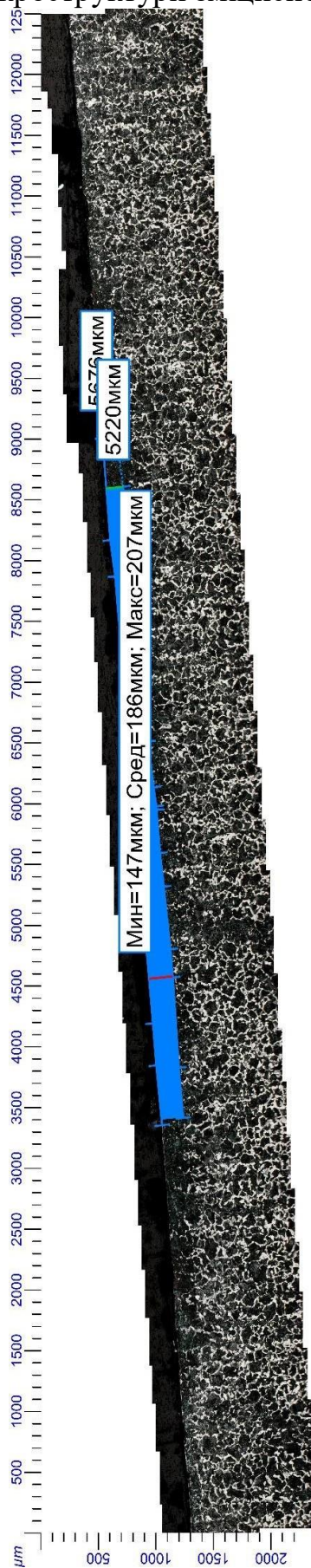


Рисунок 8.18 – Фото мікроструктури зміцненого шару із зазначенням

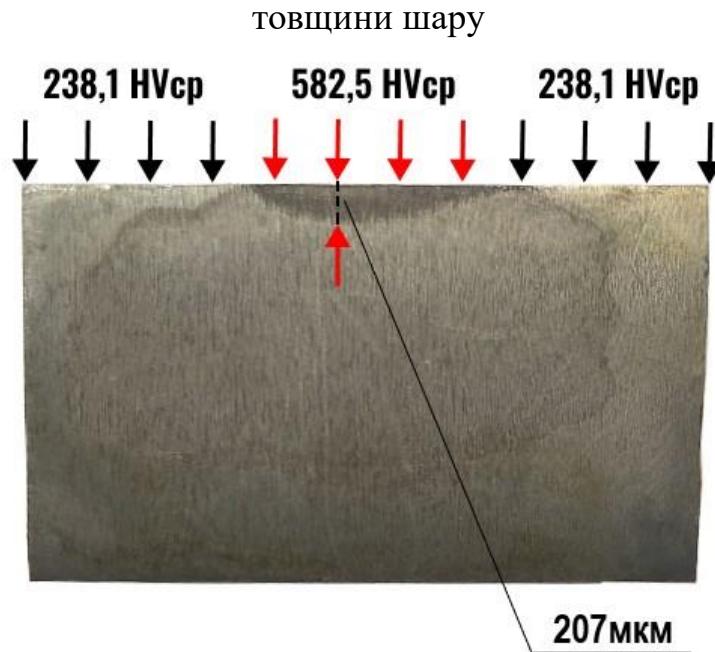


Рисунок 8.19 – Максимальна глибина зміцненого шару

Вимірювання твердості за Віккерсом основного металу

Вимірювання твердості основного металу проводилося в поперечному перерізі зразка, попередньо підготувавши мікрошліф, вимір твердості проводився стаціонарним твердоміром UIT HVmicro-1.

Умови вимірювання UIT HVmicro-1:

Навантаження ідентифікації – 500 г.

Час витримки – 10 с.

Температура довкілля + 22°C.

Твердість мірялася рядково.

Позначення шкали	Загальне зусилля, кгс	Витримка, с	Температура, °C	Результати виміру, HV _{0,5}	Середнє значення, HV _{0,5}
HV _{0,5}	0,5	10	22	267,5	238,1
				227,7	
				226,4	
				230,4	
				238,3	

Вимірювання твердості по Віккерсу зміцненого шару

Умови вимірювання UIT HVmicro-1:

Навантаження ідентифікації – 500 г.

Час витримки – 10 с.

Температура довкілля + 22°C.

Твердість мірялася рядково.

Позначення шкали	Загальне зусилля, кгс	Витримка, с	Температура, °C	Результати виміру, HV _{0,5}	Середнє значення, HV _{0,5}
HV _{0,5}	0,5	10	22	598,0	582,5
				637,9	
				619,5	
				565,3	
				556,6	
				522,5	
				577,7	

Вимірювання твердості по Віккерсу від краю зміцненого шару

Умови вимірювання UIT HVmicro-1:

Навантаження ідентифікації – 500 г.

Час витримки – 10 с.

Температура довкілля + 22°C.

Твердість замірялася від краю зміцненого шару.

Позначення шкали	Загальне зусилля, кгс	Витримка, с	Температура, °C	Результати виміру, HV _{0,5}	Відстань від краю зміцненого шару, мм
HV _{0,5}	0,5	10	22	510,3	0
				403,5	0,1
				392,1	0,2
				238,3	0,3
				226,4	0,45
				230,4	0,60

Результати експериментальних досліджень вимірювання твердості за Віккерсом основного металу та зміцненого шару зведені у таблицю 8.6.

Таблиця 8.6 – Результати експериментальних досліджень вимірювання твердості за Віккерсом основного металу та зміцненого шару

Марка сталі	Результати вимірювання основного металу, HV _{0,5}	Результати вимірювання зміцненого шару, HV _{0,5}	Збільшення твердості, %
Сталь 40X	238,1	582,5	145

Вимірювання твердості основного металу проводилося в поперечному перерізі зразка і склало 238,1 HV_{0,5} по десяти точках основного металу, при цьому твердість зміцненого шару склала 582,5 HV_{0,5} по десяти точках зміцненого шару.

Таким чином, на підставі проведених експериментальних досліджень зміцнення мікрошліфа сталі 40X встановлено, що зміцнення його поверхні установкою дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500, дозволило збільшити поверхневу твердість на 145%, що практично збігається з результатами раніше проведених досліджень за допомогою динамічного твердоміра NOVOTEST Т-Д2. При цьому серцевина сталі має ферито-перлітну структуру, а зміцнений шар складається із загартованих структур.

Висновки по розділу 8

В ході виконання проекту запропоновано метод підвищення енергетичної та екологічної ефективності рухомого складу шляхом підвищення ресурсу контактуючих поверхонь за рахунок дугового імпульсного поверхневого зміцнення фрикційних елементів рухомого складу, яке виконувалось передовою установкою дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500 [243, 244].

По результатам проведених експериментальних досліджень зміцнення

мікрошліфа зразка сталі 40X встановлено, що зміцнення його поверхні установкою дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500, дозволило збільшити поверхневу твердість на 145%, при цьому серцевина сталі має ферито-перлітну структуру, а зміцнений шар складається із загартованих структур.

При вивченні мікроструктури зміцненого шару, був зроблений замір глибини зміцненого шару, він становив близько 186 мкм углиб основного металу, а максимальна глибина зміцненого шару склала близько 207 мкм углиб основного металу у максимальній точці.

Для реалізації даної мети було проведено:

- дослідження впливу твердості металу на підвищення ресурсу контактуючих поверхонь;
- опис установки дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500;
- експериментальні дослідження поверхневого зміцнення зразків металу;
- проведення металографічних досліджень мікроструктури металу після зміцнення. Проведення випробувань на твердість.

При розробці MSH 500 проведено величезну роботу інженерів зі створення та виготовлення даної установки, що не має аналогів в Україні. На установку є позитивні відгуки про ефективність її роботи у різних галузях виробництва, що є необхідним та цінним досвідом.

9 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКІПАЖНИХ ЧАСТИН РУХОМОГО СКЛАДУ (НА ПРИКЛАДІ ТРАМВАЇВ)

9.1 Формулювання актуальності та задач дослідження

Успішне функціонування великих міст можливе лише за наявності ефективної системи громадського транспорту. Одним із важливих видів вуличного рейкового громадського транспорту, зазвичай на електричній тязі, що використовується переважно у великих містах для перевезення пасажирів за заданими маршрутами, є трамвай.

У деяких населених пунктах Європи трамвай зараз почав навіть виходити за межі класичного поняття міського транспорту, оскільки у нього з'явилася можливість стати на рейки звичайної залізниці та працювати в приміському сполученні, покриваючи відстані до 80 кілометрів за межами міської межі. У деяких пунктах, де немає метро, трамвай пропущений під найбільш завантаженими вулицями по тунелях. Таким чином, трамвайний рух активно розвивається [245, 246].

Аналіз науково-технічної інформації показує, що різні технічні рішення та інновації в галузі рейкового транспорту зазвичай найшвидше впроваджують на трамваях і значно пізніше на іншому рухомому складі. Це стосується й концепції низької підлоги, застосування якої значною мірою вплинуло на конструктивне виконання ходової частини, тягового приводу, гальм та інших компонентів рухомого складу. Розроблені у зв'язку з цим технічні рішення часто сприймалися фахівцями скептично щодо експлуатаційної надійності, але згодом вони здобули визнання і майже завжди перебувають у центрі уваги при закупівлі нового рухомого складу для трамвайних парків та міських залізниць.

Відомо, що колісні пари рейкового рухомого складу повинні сприймати вертикальні навантаження та напрямні сили, а також передавати тягові та

гальмівні сили в зону контакту колеса з рейкою. Конструкторські та технологічні рішення ходової частини, прийняті при переході від класичної колісної пари до осі з колесами, що вільно обертаються, внаслідок своєї специфічності отримали назву колісних комплектів або блоків.

Висота підлоги в проході пасажирського приміщення в принципі визначається конструкцією ходової частини. Яка висота при цьому може бути досягнута залежить в основному від ступеня готовності до заміни колісних пар, приводу і гальма традиційного виконання на інноваційні. Практично всі розроблені за останні кілька десятиліть років конструкції ходових частин для низької підлоги незалежно від ширини колії можна розділити за висотою підлоги при діаметрі нових коліс 560-600 мм на три групи [247] (рисунки 9.1, 9.2, 9.3).

Виконання за варіантом 1 має всі ознаки класичних моторних і підтримуючих колісних пар (два колеса, жорстко насаджені на одну вісь, які обертаються з однаковою частотою). Компоненти поперечно розташованого приводу, повністю підресореного, підвішеного на рамі візка, що впливають на одну вісь, а також гальмівний диск, закріплений на полуму валу редуктора, розміщені у просторі між колесами та оптимізовані відповідно до висоти підлоги (для вагонів трамвая з низькою підлогою вона зазвичай приймається рівною 350 мм). Висота підлоги залежить від діаметра коліс, будівельної висоти тягового приводу та гальма, а також від ходу ресор у первинному та вторинному підвішуванні. Головна сфера застосування конструкцій за варіантом 1 - моторні колісні пари у вагонах, що не мають низької підлоги по всій довжині. Залежно від ширини колії колісні пари можуть бути виконані із внутрішнім або зовнішнім опиранням.

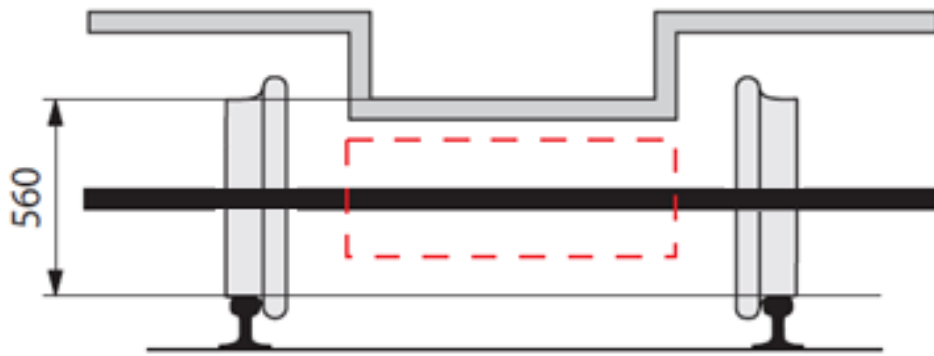


Рисунок 9.1 – Колісна пара з тяговим приводом і гальмівним обладнанням між колесами

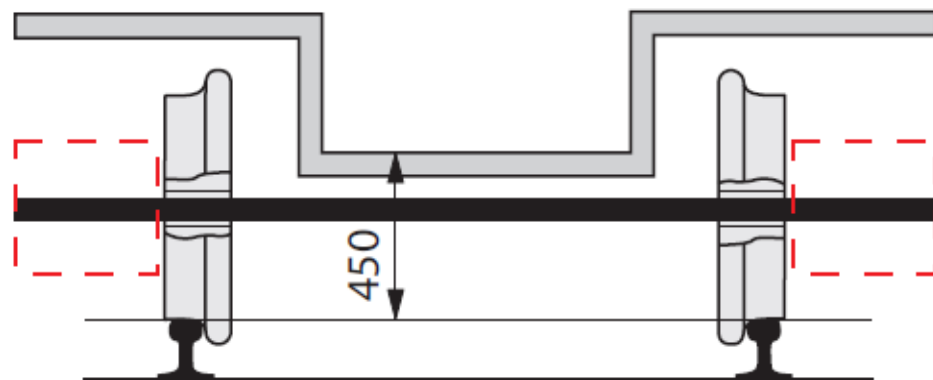


Рисунок 9.2 – Колісна пара із зовнішнім розташуванням тягового приводу та гальмівного обладнання

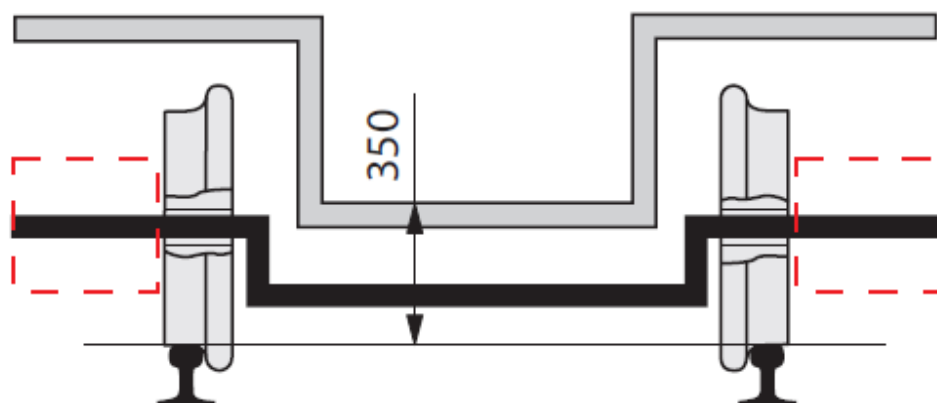


Рисунок 9.3 – Ходовий механізм з колесами, що незалежно обертаються, та зовнішнім розташуванням тягового і гальмівного обладнання

Виконання ходових частин варіанта 2 відрізняється тим, що простір між колесами є вільним, а компоненти приводу і гальма розташовані зовні: перед колесами при внутрішньому опиранні або перед підшипниками колісної пари при зовнішньому. Висота підлоги в цьому випадку залежить не тільки від діаметра коліс та ходу ресор, а й від діаметра осі колісної пари. Візки з колесами діаметром 410 мм вже на початку застосування низькопідлогових вагонів забезпечували малу висоту підлоги в середній частині вагона.

Виконання ходових частин групи 3 - це найскладніший варіант низькопідлогової техніки. Відмова від осі колісної пари виключає взаємозалежність частот обертання коліс. У цьому виконанні колеса вільно обертаються (на конічних роликівих підшипниках), а вісь замінюється нерухомою вигнутою (портальною) балкою. Компоненти приводу та гальма також розташовані зовні, при цьому кожне колесо має індивідуальні пристрої тяги та гальмування. Висота підлоги залежить тільки від будівельної висоти портальної балки над рівнем головок рейок і від ходу ресор у первинному та вторинному підвішуванні. З цієї причини ходові частини виконання групи 3 використовують як в якості моторних, так і підтримуючих на рухомому складі зі 100% низькою підлогою. Крім цієї конструкції, використовується також варіант з колесами, що вільно обертаються, не пов'язаними між собою жорсткою віссю. Колісні блоки індивідуально кріпляться до портальної осі або до рами візка. При цьому створюються додаткові можливості вибору висоти підлоги пасажирського приміщення.

На даний час перед транспортною галуззю гостро постає завдання забезпечення енергетичної ефективності транспортних засобів, в тому числі рейкових. Актуальність цієї проблеми підвищується на тлі постійно зростаючих цін на електроенергію та паливні ресурси. Тому, навіть незначне зменшення витрат енергії, яка потрібна для руху трамваїв, може істотно знизити експлуатаційні витрати, оскільки основна частка цих витрат приходить саме на забезпечення їх руху.

Відповідно до [247], під енергетичною ефективністю можна розуміти

порівняльну можливість використання меншої кількості енергії для того ж рівня енергетичного забезпечення технологічних процесів.

Одним із основних показників енергетичної ефективності трамваю, як рейкового екіпажу, є витрати енергії, потрібні на пересування по рейковій колії, тобто на подолання спротиву його руху. Серед декількох шляхів створення рейкових екіпажів з конкурентними показниками енергоефективності одним із найбільш перспективних є використання інноваційних конструкцій екіпажної частини.

Так, наприклад, широко відомо, що істотно знизити енерговитрати на подолання опору руху дозволяє використання самовстановлюваних візків та колісних пар. Енерговитрати на переміщення рухомого складу знижуються при забезпечення стійкості проти впливання візків. Ця стійкість насамперед залежить від згинальної (опір кутовому повороту колісних пар) та зсувної жорсткості візків (опір взаємному поперечному переміщенню колісних пар). Висока зсувна жорсткість забезпечує стійкий рух на прямих, а мала згинальна жорсткість забезпечує проходження на криволінійних ділянках без спрямування гребенем. Знаходження раціонального поєднання цих жорсткостей забезпечує зниження енерговитрат на переміщення рейкових екіпажів як на прямолінійних, і на криволінійних ділянках.

Одним з перспективних рішень у даному напрямі є застосування систем управління установкою ходових частин в рейковій колії [248]. Наприклад, у деяких з них за вхідний параметр приймається кут між кузовами двох вагонів або між кузовом вагона та візком. Хоча такі системи не можуть достатньо точно спрацьовувати на вході у 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, які сполучаються, з частковим використанням інерції мас. Однак, внаслідок переважно значно зношеного стану рейкової колії, можливий негативний ефект використання цього технічного рішення, який полягає у підвищеному нерівномірному зносі коліс.

Механізм радіальної установки колісних пар не може бути економічно вигідно використаний під час модернізації рухомого складу [249]. На новому рухомому складі реалізація цього заходу не потребує додаткових великих витрат. За даними роботи [249], використання таких пристроїв доцільно практично скрізь, крім ліній з малою кількістю кривих.

З урахуванням переважного внеску кінематичного спротиву руху у рівень загального спротиву руху рейкового екіпажу в колії, іншим перспективним технічним рішенням, яке може дозволити суттєво знизити опір руху рейкового екіпажу в кривих ділянках колії та знизити знос контактуючих поверхонь, є використання в екіпажних частинах коліс, що незалежно обертаються [250, 251]. Подальшим розвитком використання подібних технічних рішень є, наприклад, запропонована та обґрунтована, у роботах [252, 253, 254] конструкція колеса рейкового транспортного засобу перспективної конструктивної схеми, яка передбачає можливість незалежного обертання його опорної поверхні кочення та направляючої поверхні. Таке технічне рішення дозволяє максимально скоротити величину кінематичного опору руху рейкового екіпажу.

Таким чином, задачею дослідження є вивчення впливу застосування інновацій у ходових частинах трамвайних вагонів на зменшення втрат механічної енергії при русі екіпажів.

9.2 Методи дослідження впливу застосування інновацій у ходових частинах трамвайних вагонів

Важливим узагальнюючим показником витрат енергії при русі транспортної одиниці є загальний питомий опір її руху $w_{num}^{//}$ (Н/кН).

На основі [255, 256, 257], загальний питомий опір руху рейкового екіпажу

$$w_{num}^{//} = w_{осн}^{//} + w_{доод}^{//}, \quad (9.1)$$

де $w_{осн}^{//}$ – основний питомий опір руху екіпажу;

$w_{доод}^{//}$ – додатковий питомий опір руху вагону екіпажу.

Серед відомих робіт по визначенню складових основного питомого опору руху рейкових екіпажів виділяються дослідження П.Н. Астахова [255], де вказано, що основними складовими цього опору є питомий опір від тертя в підшипниках $w_{підш}^{//}$, питомий опір від тертя кочення коліс по рейках $w_{Т.коч}^{//}$, питомий опір від тертя ковзання коліс по рейках $w_{Т.ковз}^{//}$, питомий аеродинамічний опір $w_{аер}^{//}$, питомий опір від розсіювання енергії в колії $w_{р.к}^{//}$ та питомий опір від розсіювання енергії в навколишнє середовище $w_{р.е.}^{//}$, тобто

$$w_{num}^{//} = w_{підш}^{//} + w_{Т.коч}^{//} + w_{Т.ковз}^{//} + w_{аер}^{//} + w_{р.к}^{//} + w_{р.е.}^{//}. \quad (9.2)$$

При обертанні коліс у підшипниках виникають сили тертя, які залежать від типу підшипників, кількості та якості мастила, температури повітря, швидкості руху екіпажу. У сучасних бруксах застосовуються роликові циліндричні або конічні підшипники, які забезпечують суттєве зменшення опору порівняно з підшипниками ковзання. Коефіцієнт тертя роликових підшипників – 0,001-0,005.

Питомий аеродинамічний опір $w_{аер}^{//}$ руху вагону, перш за все, залежить від чинників, що пов'язані з конструктивним виконанням кузова рейкового екіпажу, швидкістю його руху, осьовим навантаженням і температурою навколишнього середовища.

Відомо, що стан рейкової колії істотно впливає на загальний опір руху екіпажа, особливо при підвищенні швидкостей руху та осьових навантажень. У ряді робіт при визначенні питомого опору руху рейкового транспортного

засобу від розсіювання енергії в колії використовується показник розсіювання енергії у рейкову колію $w_{p.k}^{//}$, що визначається експериментально [255, 258]. Використання узагальнених емпіричних формул для обчислення величини цього показника є проблематичним унаслідок наявності великого числа чинників, що впливають.

Значення питомого опору руху від розсіювання енергії в навколишнє середовище $w_{p.e.}^{//}$ також складно оцінити кількісно з використанням узагальнених емпіричних формул по тій же причині. У роботах [259, 260] запропоновано приймати при порівняльних розрахунках значення величини цього показника з урахуванням припущення про незношені елементи ходових частин.

Значення питомого опору руху від тертя кочення коліс по рейках $w_{T.коч}^{//}$ також залежить від багатьох факторів: устрою та навантаження рухомого складу, типу рейок, шпал та кількості їх на 1 км колії, від роду та стану баласту та ін. Чим краща якість та технічний стан рейкової колії, тим менший опір кочення коліс по рейках. Цей показник складно оцінити кількісно з використанням узагальнених емпіричних формул, ще й тому, що, під впливом великих навантажень та пластичних деформацій матеріалу, одночасно з тертям кочення відбуваються мікропроцеси тертя ковзання і зносу контактуючих поверхонь. Коефіцієнт тертя при чистому коченні – 0,001-0,01.

При коченні колеса крім тертя кочення відбувається також пружне ковзання колеса по рейці. Безрозмірний коефіцієнт пружного ковзання одного тіла по іншому, або кріп, визначається як відхилення від умов чистого кочення. Окрім того, у деяких випадках виникає і не пружне проковзування поверхонь кочення коліс та гребенів по рейках.

Величина питомого опору руху вагону від тертя ковзання коліс по рейках $w_{T.ковз}^{//}$ визначається шляхом перерахунку у питомі величини (Н/кН) абсолютних величин (Н) сил опору руху від ковзання коліс рейкового

транспортного засобу по рейках [261, 262].

Додатковий питомий опір руху вагону $w''_{\text{доо}}$ у загальному випадку включає питомий опір від руху в кривій w''_R , питомий опір від ухилу колії w''_I та питомий опір від дії вітрового навантаження w''_B .

Слід зазначити, що на величини двох останніх складових вплинути за рахунок використання інноваційних конструкцій екіпажної частини не представляється можливим.

Однією з найвагоміших складових опору руху рейкового екіпажу є т.з. кінематичний опір руху, який пов'язаний з проковзуваннями у точках контактування коліс із рейками що призводять до розсіювання механічної енергії при русі екіпажу.

Огляд наукових праць по вивченню кінематичного опору руху рейкових екіпажів показав залежність його величини від значного числа чинників: наявності на даному полігоні кривих малого радіусу і питомої довжини цих кривих, наявності лубрикації контактуючих поверхонь технічного стану екіпажу та рейкової колії, особливостей їх конструктивного пристрою та ін.

Наявність великої кількості на певному полігоні кривих і питомої довжини цих кривих збільшує кінематичний опір руху та знос контактуючих поверхонь. Особливо це стосується кривих малого радіусу. Вплинути на цей фактор не представляється можливим.

Для зменшення кінематичного опору руху та зносу контактуючих поверхонь широко поширеним заходом є лубрикація контактуючих поверхонь коліс і рейок. В результаті її застосування підвищується безпека руху, поліпшуються умови вписування в криві та проходження стрілочних переводів, відбувається зниження витрати паливно-енергетичних ресурсів на тягу поїздів, зносу гребенів коліс рухомого складу і рейок, рівня шуму.

Спосіб змащування та умови застосування впливають на складний характер процесів взаємодії колеса і рейки при русі екіпажу в кривих ділянках колії, зносу ходових частин та рейок. Проте, ряд серйозних питань,

таких як екологічність мастил і попадання в змащувальні композиції піску та пилу, яке викликає додатковий опір руху і підвищений знос контактуючих поверхонь колеса та рейки, є до цих пір невіршеними.

Важливим фактором щодо зменшення кінематичного опору руху рейкових екіпажів є підтримка у відповідному технічному стані рейкової колії. Але на ці заходи необхідні значні матеріальні витрати, що унеможлиблює процеси одночасного вдосконалення. Також причиною незадовільного технічного стану рейкової колії є невідповідність геометричних параметрів колії параметрам коліс, що також впливає і на показники зносу та безпеки руху [263, 264].

Короткий теоретичний огляд дозволяє встановити, що існуючі методики розрахунку опору руху рейкових екіпажів не враховують його залежності від конструктивних особливостей їх ходових частин. Це не дає прямої можливості визначення цієї характеристики на етапі проектування екіпажу. Вивчення та оцінку впливу цих конструктивних особливостей на енергетичну ефективність екіпажу доцільно здійснювати шляхом проведення імітаційного моделювання.

На характеристики руху рейкового транспортного засобу по дільниці впливає безліч випадкових факторів, що викликає певні складнощі з визначенням можливого ефекту від застосування тих чи інших технічних рішень з позицій енергоефективності. Тому, для розрахунку витрат енергії на рух засобу екіпажу трамваю при порівнянні конкуруючих варіантів технічних рішень його складових є доцільним визначення основних характеристик енергоспоживання з обов'язковою прив'язкою до певного маршруту руху. Особливо нагальною ця вимога є при проведенні досліджень впливу конструктивних особливостей ходових частин трамваїв на рівень кінематичного опору їх руху.

Слід врахувати те, що величини більшості вищевказаних складових спротиву руху рейкового транспортного засобу практично не залежать від конструкції його ходової частини. Тому, у дослідженні розглядався вплив на

скорочення витрат енергії при русі трамваю саме тієї складової, що визначається силами, які утворюються при прослизанні коліс по рейкам (кінематичного опору руху). Адже на величину цієї складової можна впливати за рахунок застосування інноваційних конструкцій ходових частин.

Для визначення впливу на енергетичну ефективність екіпажів трамваю можливостей застосування інноваційних технічних рішень в їх ходових частинах за рахунок зменшення кінематичного опору їх руху виконане моделювання руху декількох варіантів виконання екіпажу на прикладі трамвайного вагону «Татра» Т3. Моделювання проводилося з прив'язкою до реального трамвайного маршруту (частина маршруту № 12: Україна, м. Харків, вокзал Південний – Лісопарк, див. рисунок 9.4). Даний маршрут складається з прямих ділянок колії та кривих різних радіусів, мінімальний з яких – 20 м. Гістограма (карта-схема) частини маршруту, у прив'язці до якого виконувалося моделювання, наведена на рисунку 9.5.

Моделювання руху транспортного засобу проводилося з використанням програмного комплексу SIMPАСК.

Основні складові опору руху рейкового рухомого складу у колії пов'язані з силами, що утворюються при прослизанні коліс по рейкам на прямолінійних та криволінійних ділянках колії. Для їх зменшення необхідно створення інноваційних ходових частин, в яких застосовуються, наприклад, перспективні конструкції коліс, або пристроїв радіальної установки візків чи колісних пар.

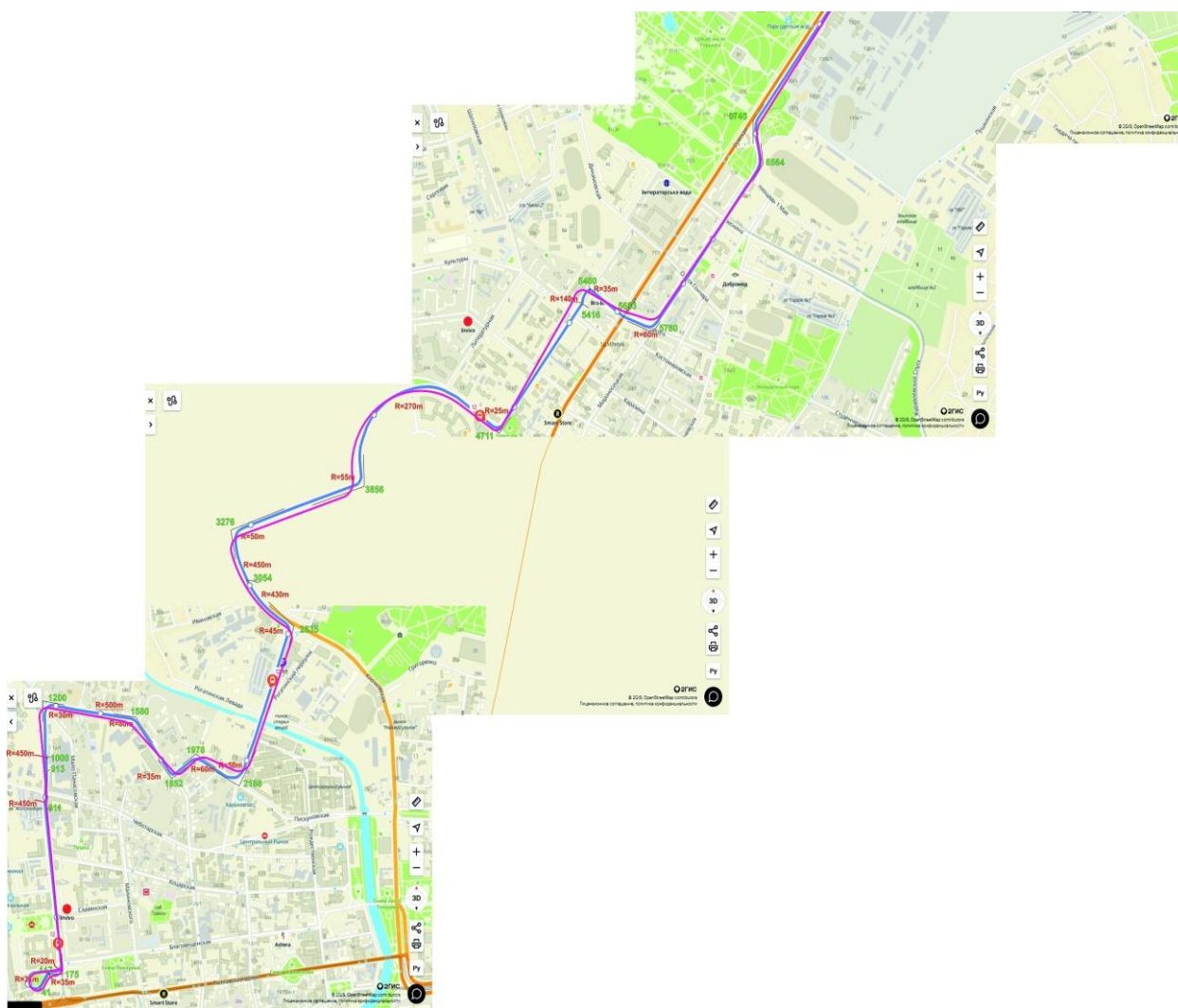


Рисунок 9.4 – Карта-схема маршруту руху

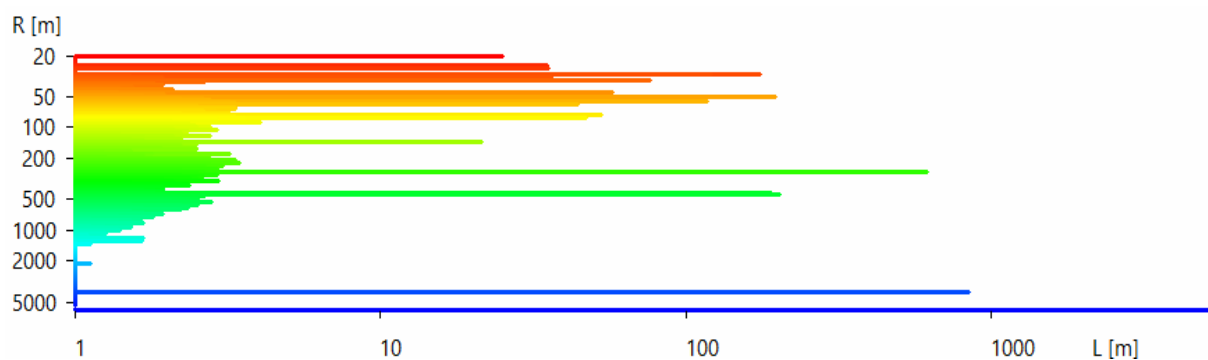


Рисунок 9.5 – Гістограма кривих ділянок маршруту

При проведенні дослідження розглядався рух варіантів екіпажу трамвайного вагону з урахуванням наступних конструктивних особливостей у ходовій частині:

1. трамвайний вагон з візками та колесами типової конструкції;
2. трамвайний вагон з візками типової конструкції та колесами перспективної конструктивної схеми, що мають можливість роздільного обертання опорної та направляючої поверхні.

На рисунках 9.6 та 9.7 зображено схеми основних конструктивних особливостей трамвайних ходових частин, що розглядалися.

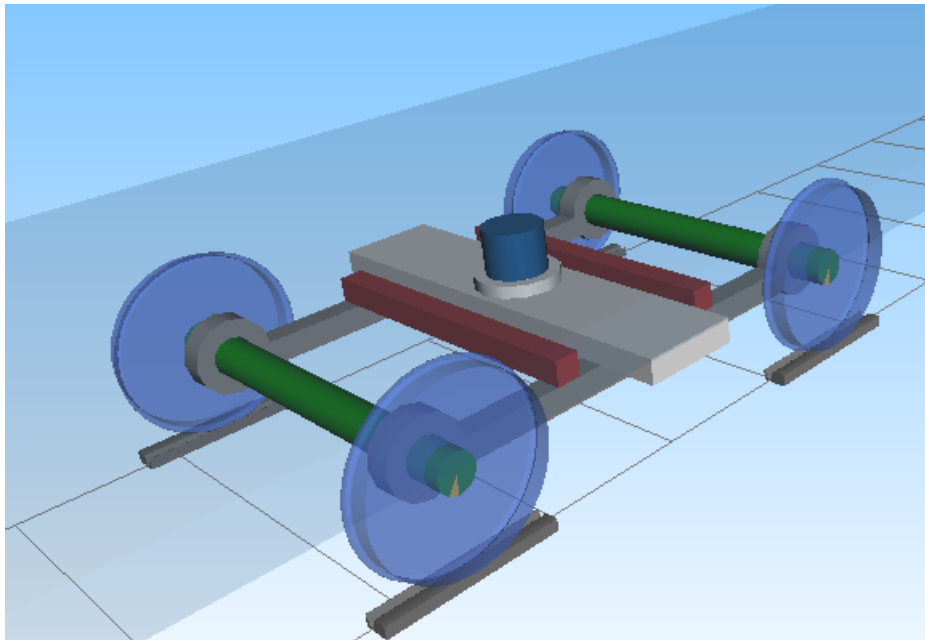


Рисунок 9.6 – Схема візка трамвайного вагону
з колесами типової конструкції

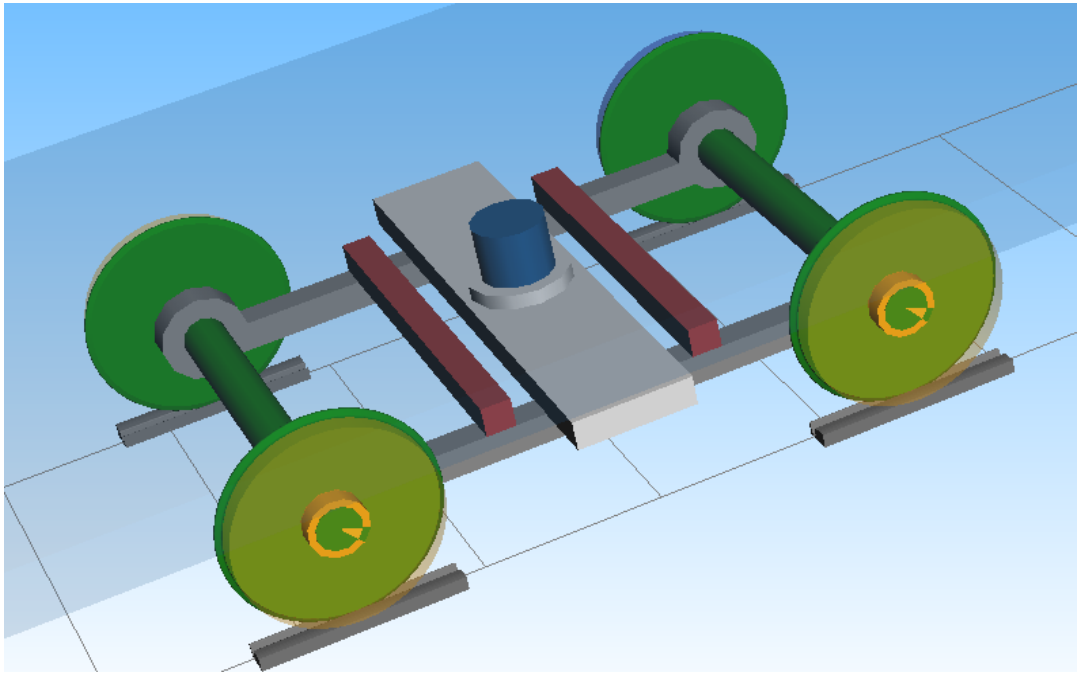


Рисунок 9.7 – Схема візка трамвайного вагону
з колесами перспективної конструктивної схеми

Конструкції візків, що наведені на рисунках 9.6 та 9.7, є типовими та ідентичними, тому їх детальний опис відсутній не потрібен. Відмінність між ними полягає лише у конструктивних схемах коліс. Як зазначено вище, на рисунок 9.6 візок містить колеса типової конструкції. Особливістю коліс візка, представленого на рисунок 9.7, є можливість роздільного обертання опорної та направляючої поверхонь [253].

9.3 Результати проведених досліджень

Відомо, що кількість механічної енергії, яка втрачається при проковзуваннях коліс по рейках, може бути кількісно оцінена величиною роботи (або потужності) сил крипу. Тому, на початковому етапі дослідження було проведено імітаційне моделювання руху варіантів конструктивного виконання трамвайних екіпажів у кривих ділянках колії на різних швидкостях із використанням програмного комплексу SIMPACK. При цьому

досліджувалися та порівнювалися величини показників, що впливають на рівень роботи сил крипу, а саме величини поздовжньої T_x і поперечної T_y складової сил крипу в точках контакту з рейками опорної і направляючої поверхонь колеса, що набігає, і опорної поверхні ненабігаючого колеса передньої по ходу колісної пари, а також величини складових швидкостей прослизання V_x та V_y у відповідних контактах. Розраховувалася також величина кута набігання передньої колісної пари на рейку при русі в кривих ділянках колії.

На рисунках 9.8-9.22 для прикладу представлені деякі результати проведених розрахунків указаних показників для варіантів виконання трамвайного екіпажу 1 та 2. Далі по тексту та на рисунках позначається відповідно: варіант 1 – ТКС (екіпаж з колесами традиційної конструктивної схеми), варіант 2 – ПКС (екіпаж з колесами перспективної конструктивної схеми).

Так, на рисунках 9.8-9.10 показані графіки залежності від радіусу кривої величини поздовжньої складової сил крипу T_x у точках контакту з рейками опорної та напрямної поверхонь набігаючого колеса та опорної поверхні ненабігаючого колеса передньої по ходу колісної пари, розраховані для випадків руху трамвайного вагона у кривих різного радіусу швидкості руху $V=10$ км/год. На рисунках 9.11-9.13 показані графіки подібних залежностей поперечної складової сил крипу T_y в аналогічних точках контакту при русі трамвайних вагонів у кривих різного радіусу з тією ж швидкістю.

Аналіз отриманих результатів розрахунків свідчить про те, що, для прийнятих умов руху, величини поздовжньої складової сил крипу T_x в точках контакту з рейками опорної поверхні набігаючого колеса для варіанта ПКС є незначними (30-50 Н), в той час як аналогічні значення T_x для варіанту ТКС при русі в кривих різних радіусів становлять 2000-3000 Н (рисунок 9.1). Це визначається особливостями конструктивної схеми колеса ПКС, які допускають незалежне обертання опорної та напрямної поверхонь колеса.

Отримані в розрахунках величини поздовжньої складової сил крипу T_x в

точках контакту з рейками направляючої поверхні набігаючого колеса (рисунок 9.9) при використанні коліс ТКС також для всіх кривих, що розглядаються, отримані більшими, ніж значення відповідних величин для коліс ПКС.

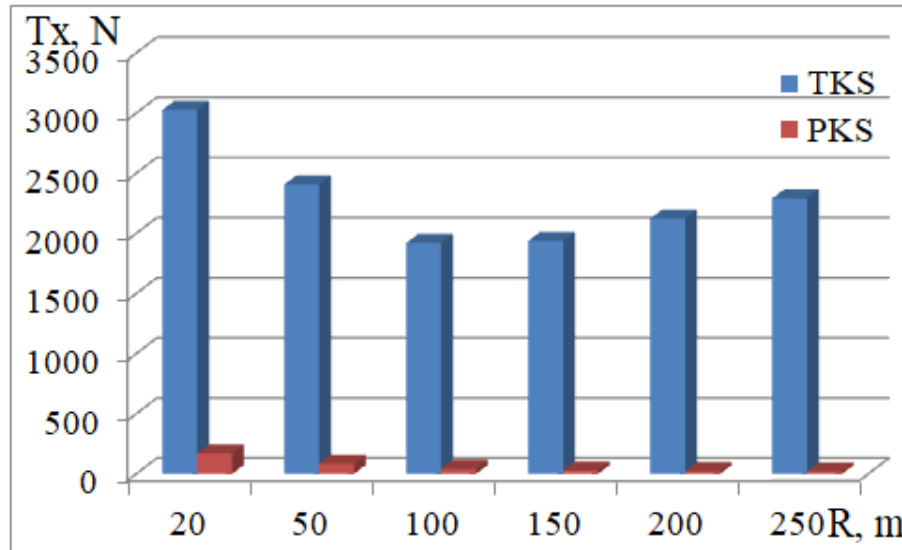


Рисунок 9.8 – Графіки залежності від радіуса кривої величини T_x для контакту опорної поверхні колеса, що набігає, з рейкою ($V=10$ км/год)

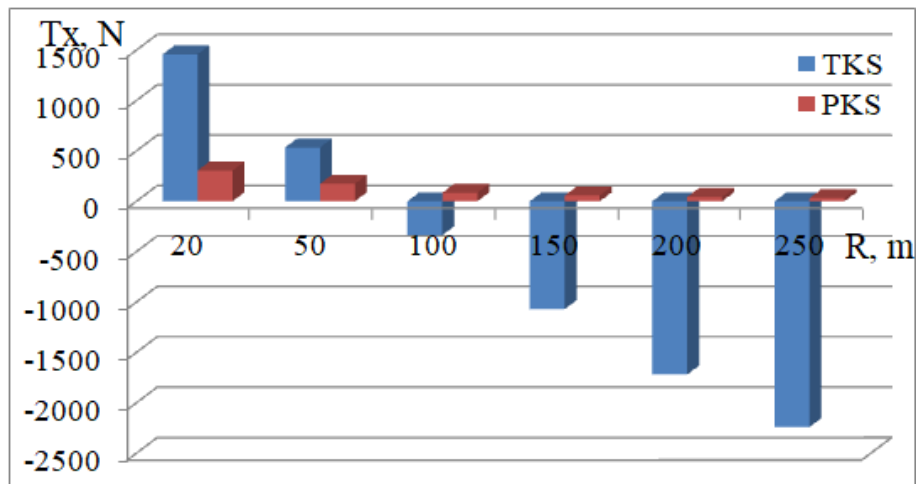


Рисунок 9.9 – Графіки залежності від радіусу кривої величини T_x для контакту напрямної поверхні набігаючого колеса з рейкою ($V=10$ км/год)

Величини поздовжньої складової сил крипа T_x у точках контакту з рейками опорної поверхні ненабігаючого колеса (рисунок 9.10) також для

варіанта ПКС є незначними (30-50 Н) у порівнянні із відповідними значеннями для варіанта ТКС.

Аналогічні значення T_x для варіанта ТКС при русі в кривих різних радіусів варіюють від 100 Н в кривій радіусом 250 м до 3000 Н у кривій радіусом 20 м. Така відмінність значень T_x для порівнюваних варіантів також визначається особливостями конструктивної схеми колеса ПКС.

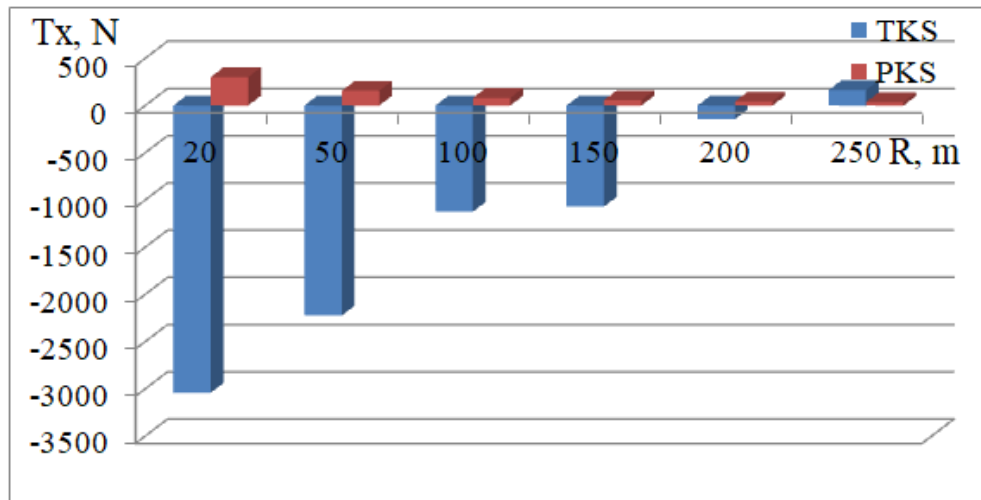


Рисунок 9.10 – Графіки залежності від радіуса кривої величини T_x для контакту опорної поверхні колеса, що не набігає, з рейкою ($V=10$ км/год)

Так як направляюча поверхня ненабігаючого колеса передньої по ходу колісної пари при русі в кривій практично не контактує з рейкою, значення складових сил крипа в цьому контакті дорівнюють нулю.

На рисунку 9.11 показані графіки залежностей поперечної складової сил крипу T_y у відповідних точках контакту з рейками опорної поверхні колеса, що набігає, при русі трамвайного вагона в кривих різного радіусу зі швидкістю 10 км/год.

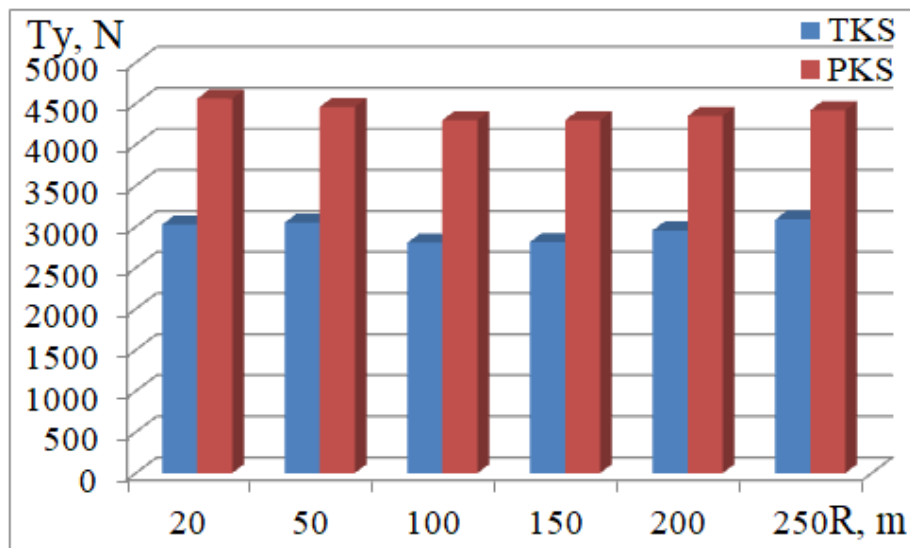


Рисунок 9.11 – Графіки залежності від радіуса кривої величини T_y для контакту опорної поверхні колеса, що набігає, з рейкою ($V=10$ км/год)

Для розглянутих умов руху величини поперечної складової сил крипу T_y в точках контакту з рейками опорної поверхні набігаючого колеса для варіанта PKS становлять близько 4500Н, в той час як аналогічні значення T_y для варіанта TKS при русі в кривих різних радіусів становлять близько 3000Н (рисунок 9.11). Такий перерозподіл сил крипу в точках контакту з рейками опорної поверхні колеса, що набігає, визначається особливостями конструктивної схеми колеса PKS, які допускають незалежне обертання опорної та направляючої поверхні колеса.

Співвідношення значень величини поперечної складової сил крипу T_y для контакту направляючої поверхні набігаючого колеса з рейкою при швидкості руху в кривих 10 км/год показано на рисунок 9.12. Аналіз графіків показує, що значення цього показника для колеса TKS в залежності від радіусу кривої на 800Н (крива 250 м) та до 1700Н (крива 20 м) перевищує відповідні значення, розраховані для варіанту екіпажу трамвая з колесами PKS.

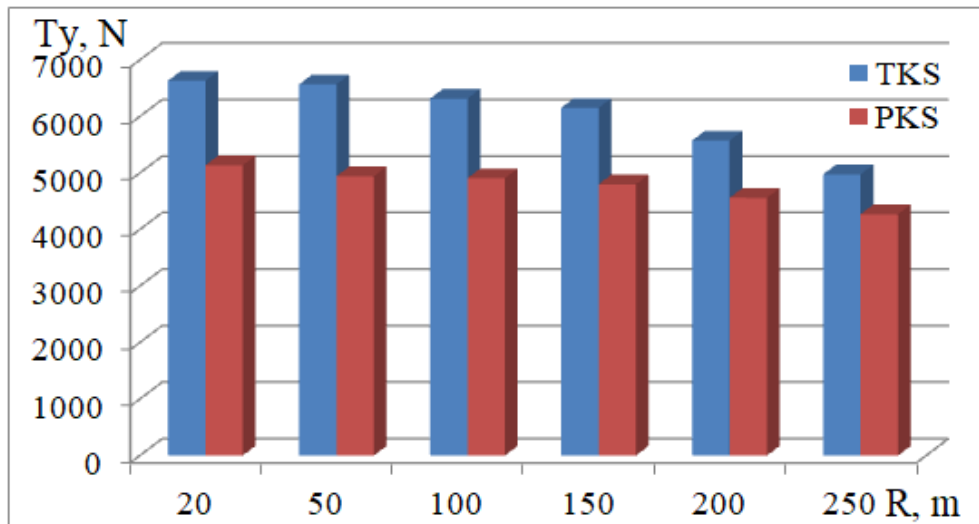


Рисунок 9.12 – Графіки залежності від радіуса кривої величини T_y для контакту направляючої поверхні колеса, що набігає, з рейкою ($V=10$ км/год)

Значення величин T_y (Н) в контактах опорної поверхні колеса, що не набігає, з рейкою (рисунок 9.13) для обох аналізованих варіантів екіпажу близькі між собою і становлять близько 8000Н практично для всіх радіусів кривих.

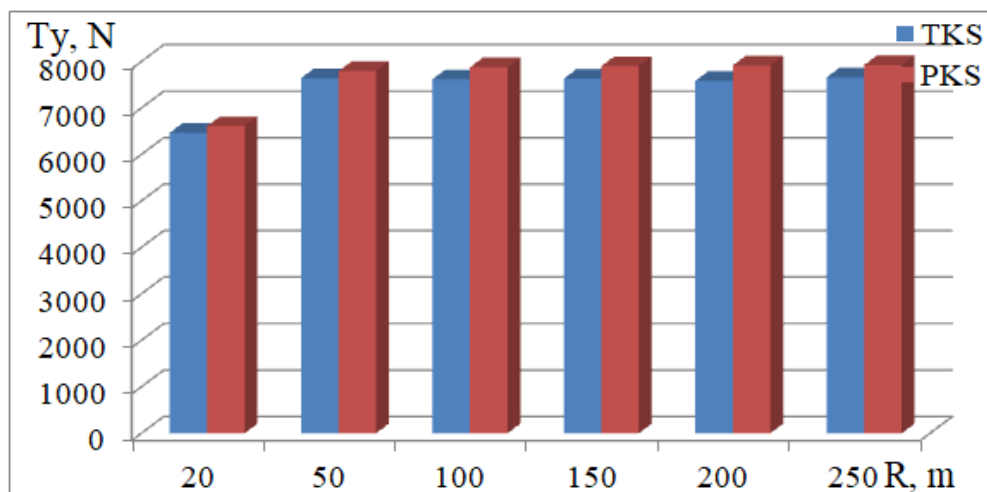
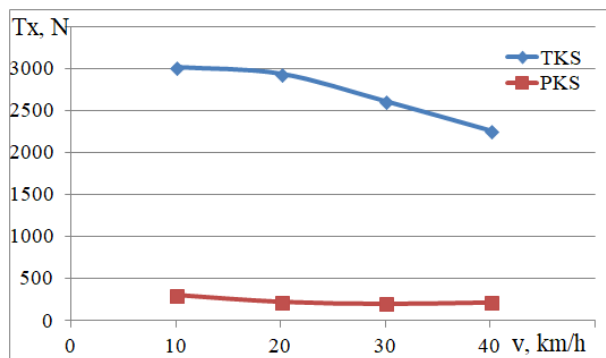


Рисунок 9.13 – Графіки залежності від радіуса кривої величини T_y для контакту опорної поверхні колеса, що не набігає, з рейкою ($V=10$ км/год)

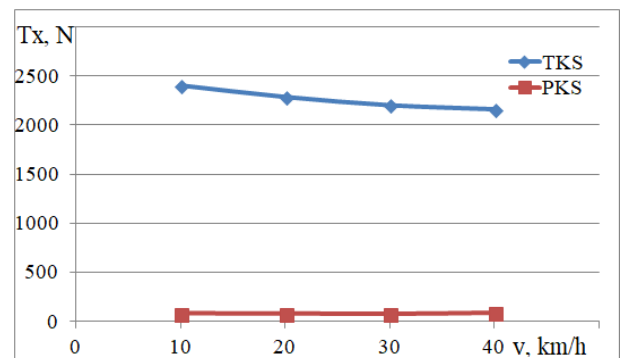
Залежності показників, що розраховуються, від швидкості руху показані на рисунках 9.14 та 9.15. Так, на рисунку 9.14 показані графіки залежностей поздовжньої складової сил крипу T_x у точках контакту з рейками опорної

поверхні набігаючого колеса передньої по ходу колісної пари від швидкості руху трамвайного вагона в кривих з радіусами від 20 до 150 м.

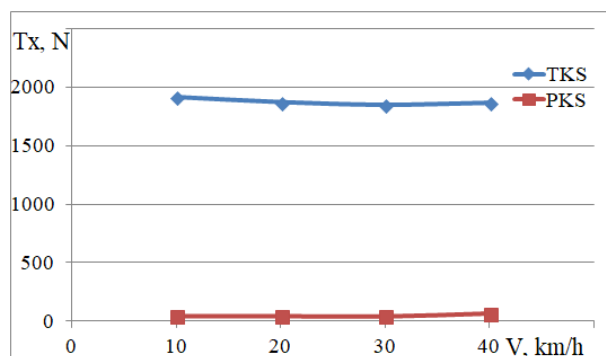
Характер отриманих графіків і співвідношення значень T_x для екіпажів з колесами ТКС і ПКС при їх русі з різними швидкостями в кривих, що розглядаються, подібні. Це визначається особливостями конструктивної схеми коліс ПКС, що дозволяє незалежне обертання опорних та напрямних поверхонь коліс.



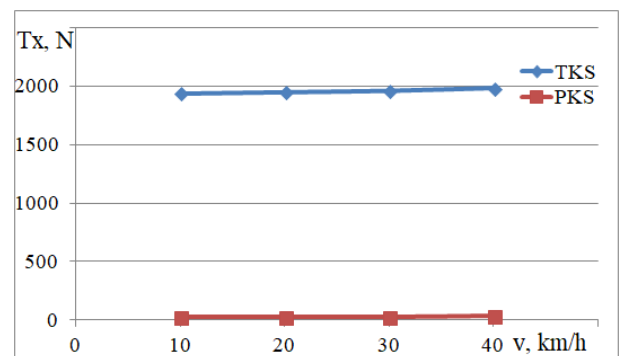
R = 20 м



R = 50 м



R = 100 м



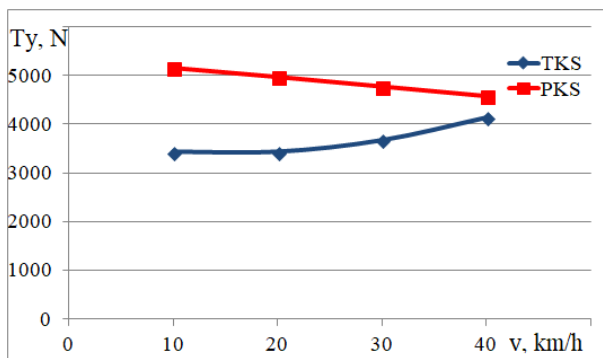
R = 150 м

Рисунок 9.14 – Графіки залежності величини T_x для контакту опорної поверхні колеса, що набігає, з рейкою від швидкості руху в кривих різних радіусів

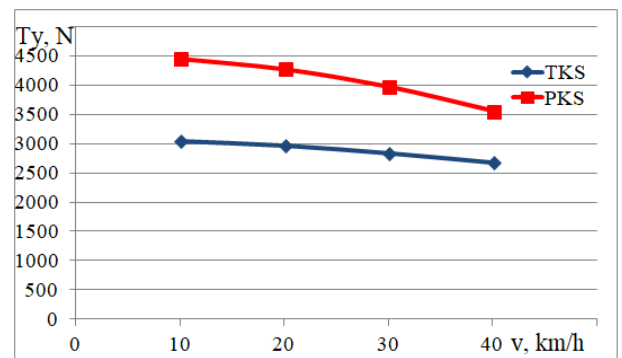
На рисунку 9.15 показані для прикладу графіки залежностей поперечної складової сил крипу T_y в точках контакту з рейками опорної поверхні набігаючого колеса передньої по ходу колісної пари від швидкості руху

трамвайного вагона в кривих з радіусами від 20 до 150 м.

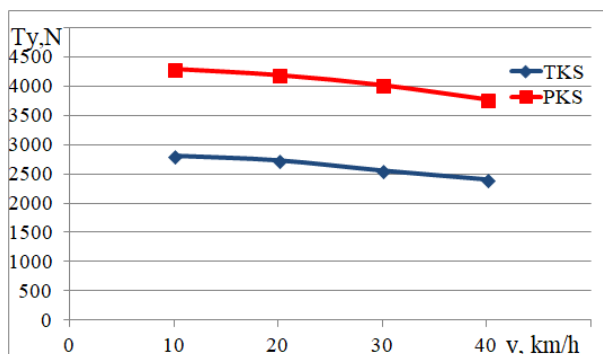
Характер отриманих графіків показує, що значення T_y для екіпажів з колесами ПКС при їх русі з різними швидкостями в кривих, що розглядаються, дещо перевищують значення відповідних показників для варіанту екіпажу з колесами ТКС. Це визначається особливостями конструктивної схеми коліс ПКС, що дозволяє незалежне обертання опорних та напрямних поверхонь коліс.



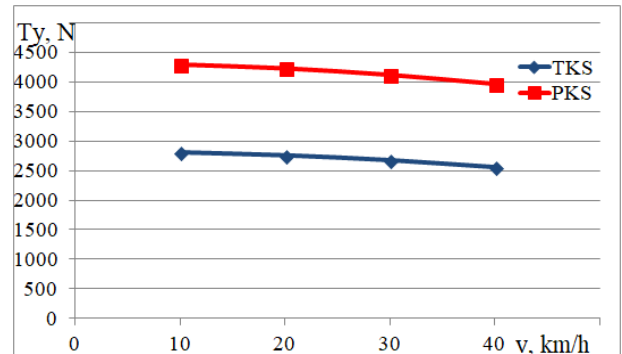
R = 20 м



R = 50 м



R = 100 м



R = 150 м

Рисунок 9.15 – Графіки залежності величини T_y для контакту опорної поверхні колеса, що набігає, з рейкою від швидкості руху в кривих різних радіусів

В результаті проведених розрахунків були отримані значення також інших показників, що впливають на рівень втрат механічної енергії при русі варіантів конструктивного виконання трамвайних екіпажів. Для прикладу на

рисунках 9.16-9.21 показані залежності величин поздовжніх V_x і поперечних V_y складових швидкостей прослизання в точках контакту з рейками відповідно опорної і направляючої поверхонь колеса, що набігає, й опорної поверхні ненабігаючого колеса передньої по ходу колісної пари, розраховані для випадків руху трамвайного вагона в кривій радіусом 50 м із різними швидкостями.

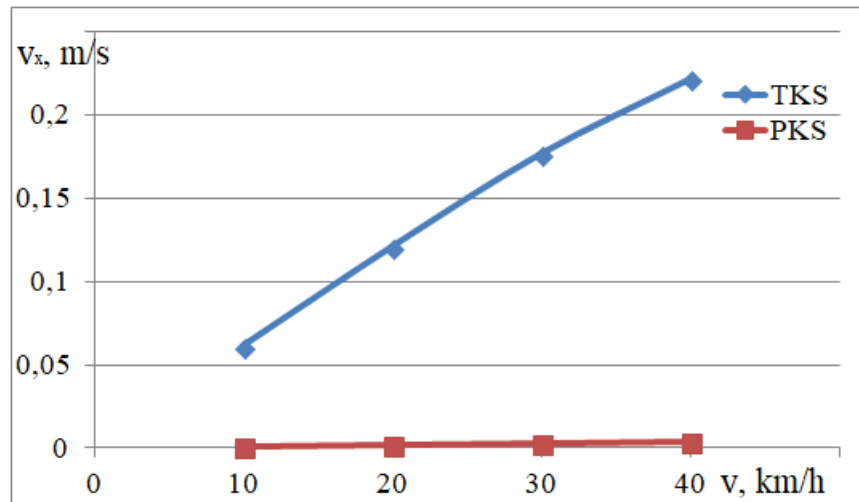


Рисунок 9.16 – Графіки залежностей від швидкості руху в кривій $R=50\text{м}$ величини V_x для контакту опорної поверхні колеса, що набігає, передньої по ходу колісної пари з рейкою

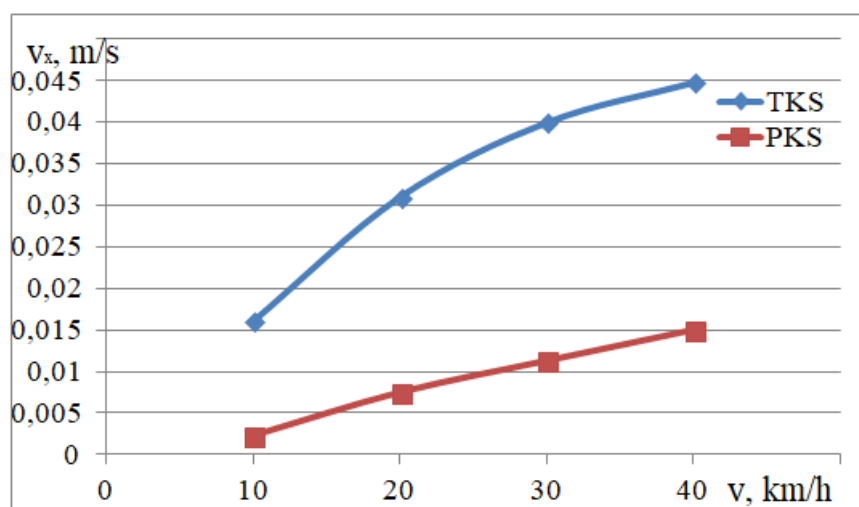


Рисунок 9.17 – Графіки залежностей від швидкості руху в кривій $R=50\text{м}$ величини V_x для контакту направляючої поверхні колеса, що набігає, передньої по ходу колісної пари з рейкою

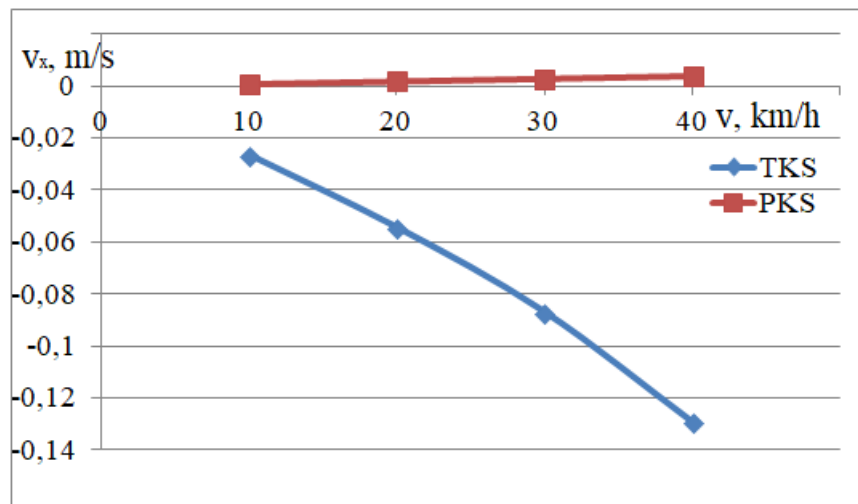


Рисунок 9.18 – Графіки залежностей від швидкості руху в кривій R=50м величини V_x для контакту опорної поверхні колеса, що не набігає, передньої по ходу колісної пари з рейкою

Аналіз графіків, представлених на рисунках 9.16-9.18 дозволив встановити, що значення величин V_x для всіх контактів коліс ПКС, що розглядаються, досить малі та становлять менше 0,015 м/с. У той же час значення величин V_x для всіх розглянутих контактів коліс ТКС значно їх перевищують. Так, наприклад, для контакту опорної поверхні колеса, що набігає, передньої по ходу колісної пари з рейкою (рисунок 9.16) значення величин V_x складають від 0,06 м/с на швидкості руху 10 км/год до 0,22 м/с на швидкості руху 40 км/год.

Слід також зазначити, що характер залежностей величин V_x від швидкості руху в кривих інших радіусів і співвідношення цих значень для коліс ТКС і ПКС є аналогічним.

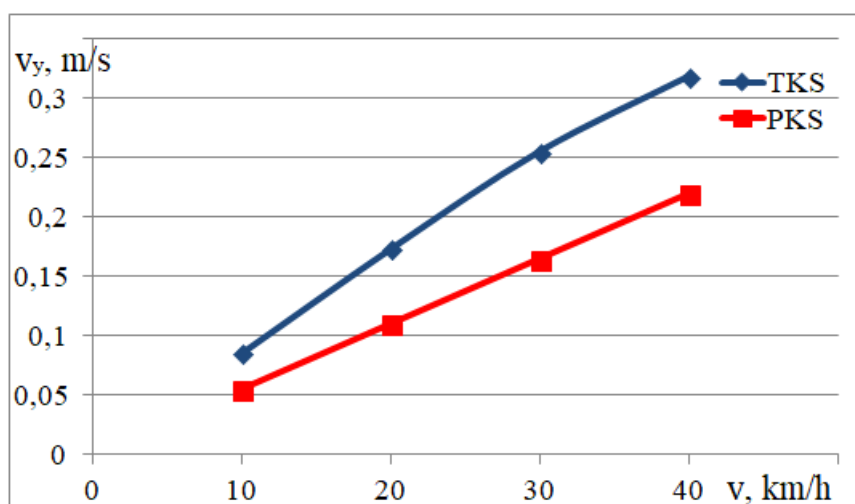


Рисунок 9.19 – Графіки залежностей від швидкості руху в кривій R=50м величини V_y для контакту опорної поверхні колеса, що набігає, передньої по ходу колісної пари з рейкою

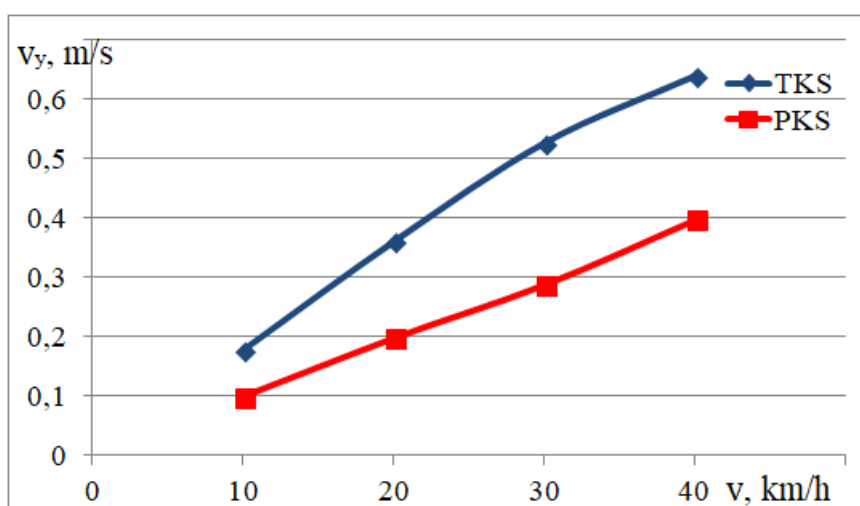


Рисунок 9.20 – Графіки залежностей від швидкості руху в кривій R=50м величини V_y для контакту направляючої поверхні набігаючого колеса передньої по ходу колісної пари з рейкою

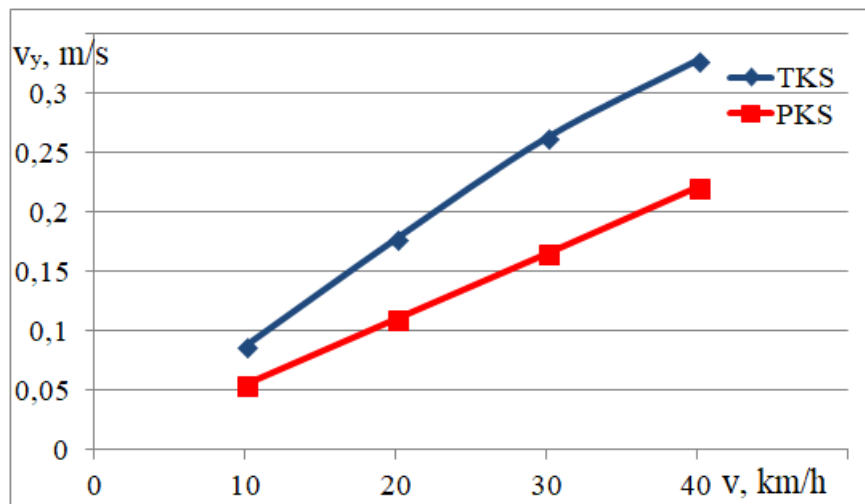


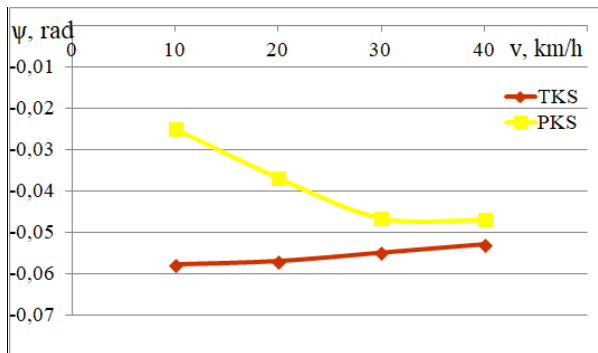
Рисунок 9.21 – Графіки залежностей від швидкості руху в кривій $R=50$ м величини V_y для контакту опорної поверхні колеса, що не набігає, передньої по ходу колісної пари з рейкою

Аналіз графіків, представлених на рисунках 9.19-9.21 показав, що значення величин V_y для всіх розглянутих контактів коліс ПКС отримані меншими, ніж аналогічні значення для коліс ТКС. Характерним є зростання значень величин V_y в залежності від швидкості руху. Так, наприклад, для контакту опорної поверхні колеса, що набігає, передньої по ходу колісної пари з рейкою (рисунок 9.19) значення величин V_y для колеса ПКС становлять від 0,05 м/с на швидкості руху 10 км/год до 0,22 м/с на швидкості руху 40 км/год. Відповідні значення цього показника для колеса ТКС становлять від 0,08 м/с швидкості руху 10 км/год до 0,32 м/с швидкості руху 40 км/год. Подібний характер мають залежності величин V_y від швидкості руху для контактів направляючої поверхні набігаючого колеса передньої по ходу колісної пари з рейкою та опорної поверхні ненабігаючого колеса передньої по ходу колісної пари з рейкою. Характер залежностей величин V_y від швидкості руху в кривих інших радіусів і співвідношення цих значень для коліс ТКС і ПКС також є аналогічним.

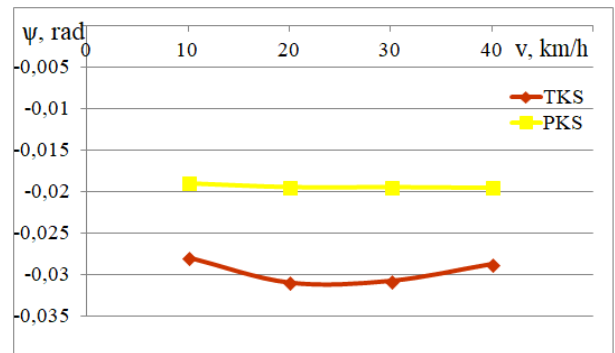
На рисунку 9.22 показані графіки залежностей кута набігання на рейку передньої колісної пари від швидкості руху трамвайних вагонів у кривих з

радіусами від 20 до 150 м.

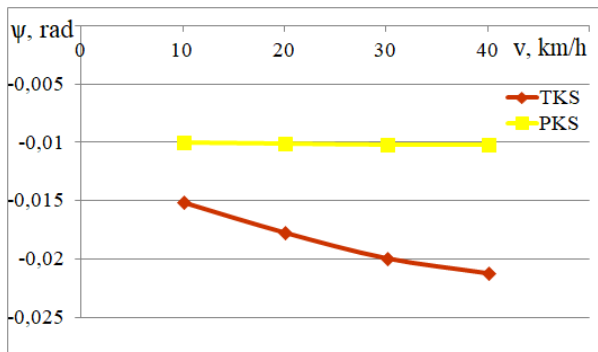
Аналіз отриманих графіків свідчить про реалізацію менших значень кута набігання для екіпажів з колесами ПКС при їх русі з різними швидкостями в кривих, що розглядаються. Це, очевидно, також визначається особливостями конструктивної схеми коліс ПКС, що дозволяє незалежне обертання опорних та напрямних поверхонь коліс. Відповідно до описаної вище зміни структури сил крипу, що діють у точках контакту коліс з рейками для аналізованих варіантів трамвайних екіпажів, відбувається і деяка зміна установки екіпажів в рейковій колії при вписуванні їх в криві ділянки колії.



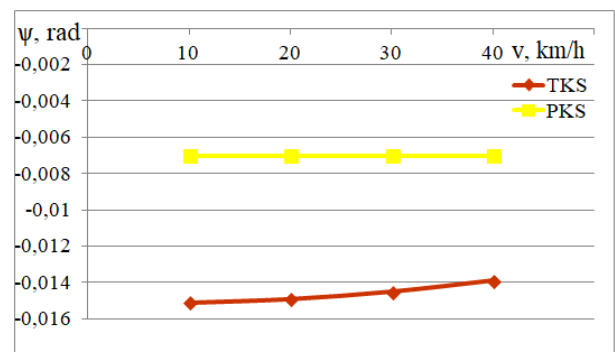
R = 20 м



R = 50 м



R = 100 м



R = 150 м

Рисунок 9.22 – Графіки залежності величини кута набігання ψ на рейку передньої колісної пари від швидкості руху в кривих різних радіусів

Таким чином, попередній аналіз отриманих результатів свідчить про деяку зміну системи сил крипу, що діють в контактах коліс з рейками для

екіпажів з колесами ПКС в порівнянні з екіпажами з колесами ТКС. Очевидно, що зміна системи діючих в контактах коліс з рейками сил крипу впливає на установку екіпажу при вписуванні в криві ділянки колії.

Для визначення впливу зміни конструктивних схем коліс на енергоефективність трамвайних екіпажів було проведено порівняльні розрахунки щодо визначення втрат механічної енергії під час руху цих екіпажів за конкретним маршрутом. Методика визначення показників була наступною.

У загальному вигляді витрати механічної енергії в точках контакту коліс із рейками при русі екіпажу обчислювалися виходячи з визначення та сумування механічної роботи сил тертя у кожному контакті коліс трамвайного екіпажу з рейками.

Механічна енергія E_{abi} , що розсіюється при проковзуваннях коліс по рейках у відповідному контакті (дорівнює роботі A_{abi} сил крипу у відповідному контакті (Дж)), визначалася як узятий із зворотним знаком скалярний добуток відповідної складової сили крипу F_{abi} у відповідному контакті та проковзування щодо рейки в точці контакту в цьому напрямі.

$$E_{abi} = A_{abi} = -(U_{abi} \cdot s_{abi}^U + V_{abi} \cdot s_{abi}^V), \quad (9.3)$$

де a, b – відповідно номер колісної пари екіпажу по ходу руху та сторона (ліва або права) рейкового транспортного засобу,

U_{abi}, V_{abi} – відповідно подовжня та поперечна складова сили крипу у i -му контакті відповідного колеса з рейкою,

s_{abi}^U, s_{abi}^V – проковзування у i -му контакті відповідного колеса з рейкою відповідно у подовжньому та поперечному напрямках.

З урахуванням швидкої зміни величин сил, що діють у відповідних контактах коліс з рейками, в процесі моделювання їх величини приймалися з урахуванням певної фреквенції (частоти моделювання η).

Відповідне проковзування обчислювалося з урахуванням складових швидкості проковзування в контактi, тобто

$$s_{avi}^U = v_{avi}^U t_\eta, \quad s_{avi}^V = v_{avi}^V t_\eta, \quad (9.4)$$

де v_{avi}^U, v_{avi}^V – складові швидкості проковзування в кожному контактi відповідно у подовжньому та поперечному напрямках,

t_η – період часу моделювання з урахуванням певної частоти моделювання η (у розрахунках приймалося $\eta = 200$), тобто

$$t_\eta = \frac{l}{\eta}. \quad (9.5)$$

Загальна витрата механічної енергії за рахунок проковзування в точках контакту коліс із рейками при русі екіпажу дорівнює сумі витрат механічної енергії при проковзуванні у кожному контактi кожного колеса рейкового транспортного засобу з рейками

$$E_{sum} = \sum_{a=1}^4 \sum_{b=1}^2 \sum_{i=1}^2 E_{abi}. \quad (9.6)$$

Середня потужність, що розсіювалася при проковзуванні коліс по рейках під час руху на маршруті визначалася так

$$\bar{N} = \frac{E_{sum}}{T}, \quad (9.7)$$

де T – час руху екіпажу по маршруту, що розглядався.

У результаті обробки даних моделювання отримано значення загальних витрат механічної енергії (роботи тангенціальних сил у контактах коліс із

рейками) від проковзування у точках контакту коліс із рейками, та середньої потужності, що розсіюється при проходженні вагоном трамваю заданого маршруту.

На рисунках 9.23-9.25 для прикладу наведені деякі результати досліджень ефективності застосування інноваційних технічних рішень в ходовій частині трамваю для зменшення втрат енергії при його русі зі швидкістю 10 км/год.

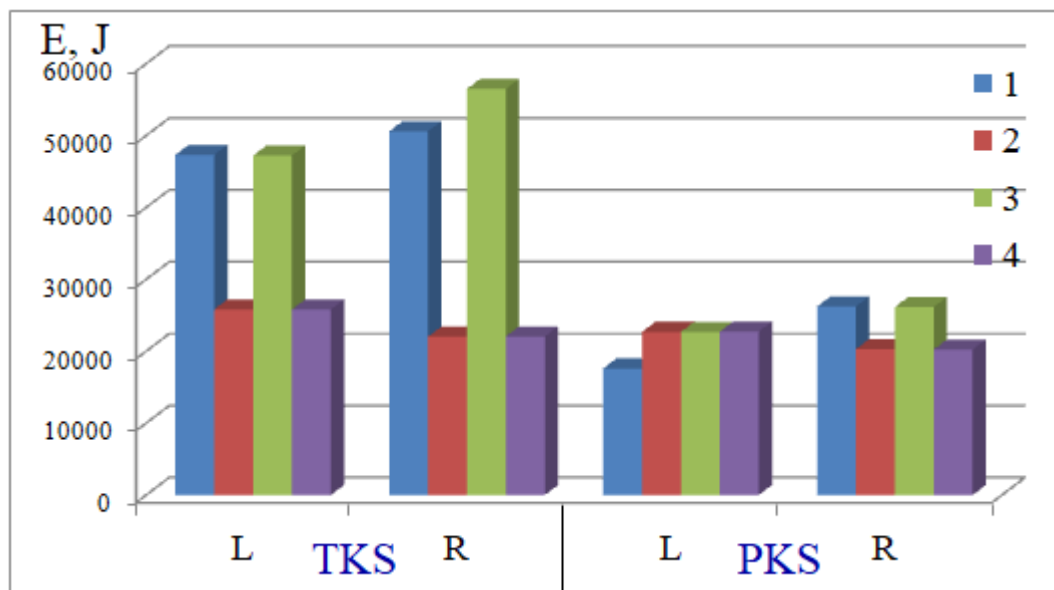


Рисунок 9.23 – Сумарні втрати механічної енергії (Дж) за рахунок проковзувань у контактах коліс екіпажу трамваю з рейками при проходженні маршруту, що розглядається, на швидкості 10 км/год

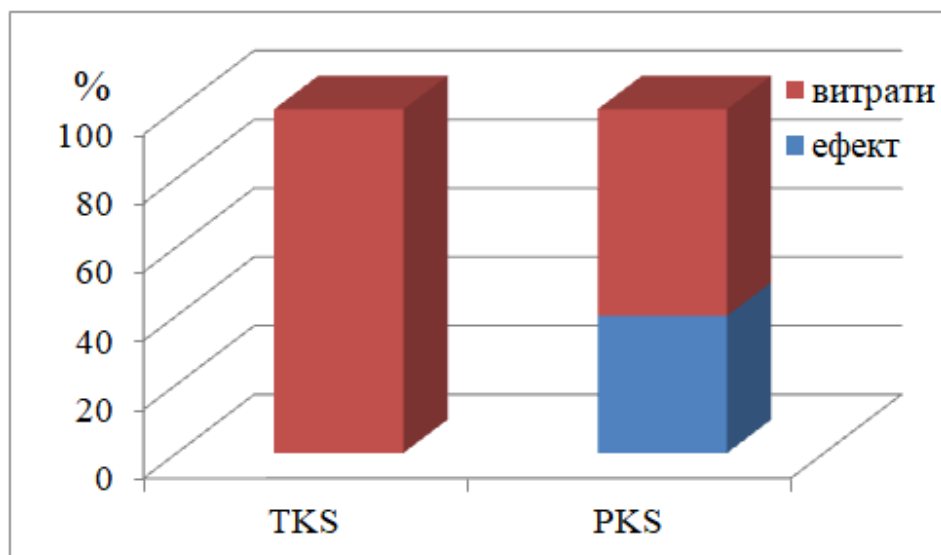


Рисунок 9.24 – Можливий ефект енергозбереження від застосування інноваційних технічних рішень (швидкість руху 10 км/год)

На рисунку 9.25 представлені результати дослідження величини потужності, яка розсіюється при проковзуванні коліс екіпажів по рейках при проходженні маршруту що розглядається у діапазоні швидкостей руху 10-30 км/год.

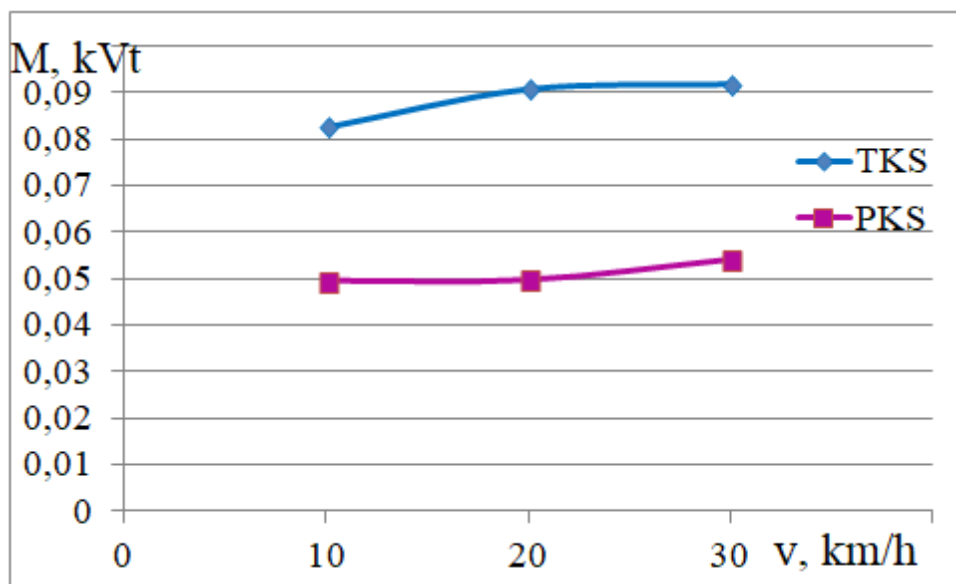


Рисунок 9.25 – Величина середньої потужності, яка розсіюється при проковзуванні коліс екіпажу по рейках при проходженні маршруту

Аналіз отриманих даних дозволяє стверджувати, що застосування коліс перспективної конструкції у складі типових візків трамвайних вагонів може дозволити досить ефективно зменшити витрати механічної енергії на подолання опору руху.

Висновки по розділу 9

За допомогою імітаційного моделювання з використанням програмного комплексу SIMPАСК отримані значення показників, які впливають на величину роботи сил тертя у контактах коліс трамвайного вагону з рейками. Аналіз отриманої інформації показує, що застосування інноваційних технічних рішень у конструкціях ходових частин трамваїв призводить до перерозподілу в системі сил крипу, що діють у точках контакту коліс з рейками. Це впливає на кількість механічної енергії, що розсіюється у цих контактах.

Аналіз отриманих даних дозволяє стверджувати, що при застосуванні в ходовій частині трамваю таких інноваційних технічних рішень, як використання коліс перспективної конструктивної схеми, що мають можливість роздільного обертання опорної та направляючої поверхні, можна досягнути зменшення втрат механічної енергії, яка розсіюється у контактах коліс з рейками. Аналіз переваг і недоліків розглянутих варіантів ходових частин дає підстави вважати, що найбільш доцільним з точки зору забезпечення енергетичної ефективності екіпажу трамваю у даному випадку можна вважати варіант ходової частини трамваю з використанням коліс перспективної конструктивної схеми.

10 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНА СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ТЯГОЮ ПОЇЗДА НА ДІЛЯНЦІ РУХУ

Формування «інтелектуальної» складової залізничних перевезень визнано актуальним для розвитку залізничних перевезень як в Україні, так і в ЄС, що підтверджено відповідними нормативними документами [265]. Зокрема, в Національній транспортній стратегії України на період до 2030 року визначена задача стимулювання впровадження інноваційних технологій (смарт-інфраструктури та смарт-мобільності) та інтелектуальних транспортних систем [266]. Дослідження науковцями УкрІНТЕІ [267] динаміки наукових публікацій та їх цитування, а також динаміки патентування відповідних напрямів на транспорті, доводять, що найперспективнішими технологіями у світі в сфері транспорту є: штучний інтелект, великі дані, 5G-технології, пам'ять на нейронній мережі та інтернет речей. При чому, за даними авторів [3] у напрямку штучного інтелекту та нейронних мереж одним з перспективних напрямів розвитку технологій є системи керування транспортними засобами.

Більшість рішень та термінологія, що пов'язані з інтелектуальними транспортними системами залізничного транспорту [268] оперують термінами, що збігаються по суті з поняттям комплексної (системної) автоматизації та інформатизації залізничних перевезень. Суттєвим недоліком таких розробок та термінологічних визначень є те, що в них відсутня математична основа, яка дозволяє застосування штучного «інтелекту» у вигляді нейронечіткого «навчання» відповідної транспортної (залізничної) системи. Сучасний математичний апарат дає розробникам таку можливість – це стосується, в першу чергу, нечіткої математичної логіки та нейро-адаптивних методів навчання моделей, побудованих на їх основі. Застосування такого математичного апарату як основи проектування систем залізничного транспорту робить їх по-справжньому «інтелектуальними» та дозволяє ставити та вирішувати завдання, для яких автоматизація та

інформаційні технології є лише складовими, а не основою вирішення задач. Все вищенаведене в повному обсязі стосується задачі управління тягою поїзда на ділянці руху. На цей час не існує рішення задачі управління тягою поїзда на основі апарату нейроматематики, що дозволяє формалізувати цю задачу на рівні «інтелектуальної системи».

Поняттям сервісів, стандартів і архітектури інтелектуальних транспортних систем (ІТС), транспортної та залізничної телематики, загальним принципам побудови та використання глобальних супутникових радіонавігаційних систем, а також питанням інформаційної безпеки в ІТС присвячені роботи таких вчених: В.В. Скалозуб, В.П. Соловьев, И.В. Жуковицкий, К.В. Гончаров. Удосконалення режимів тяги поїздів та моделювання оптимальних режимів руху поїздів розглядаються в роботах В.В. Скалозуба, О.П. Іванова, С.В. Мямліна, В.В. Жижко. В цих роботах оптимальні режими тяги поїзда визначаються за критерієм зменшення вартості спожитої на тягу вантажних поїздів електроенергії за рахунок вибору раціональних режимів ведення поїздів. В наукових розробках О.П. Іванова представлено моделі на базі нечітких множин для відтворення змінності та невизначеності факторів, що впливають на режими ведення поїздів; алгоритми формування бази нечітких правил, на основі характеристик руху поїздів, визначених у реальних поїздках, що дозволяють обирати раціональні режими тяги засобами нечіткого управління; комплекс алгоритмів та програмного забезпечення для розрахунку раціональних режимів ведення поїздів за вартісними показниками. В роботі Л.А. Мугинштейна, І.А. Ябло, А.Є. Ілютовича розглядається енергооптимальний тяговий розрахунок руху поїзду.

Математичним основам нечіткого моделювання та нейро-адаптивним методам навчання моделей присвячені роботи вчених Saaty T.L, Сявакко М.С. та інші [269, 270].

10.1 Загальна формалізація інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху

Інтелектуальна система управління тягою поїзда на ділянці руху – це система, яка включає в себе сукупність залізничних транспортних засобів, залізничних шляхів, інфраструктурних об'єктів та їх взаємодію між собою за допомогою сучасних інформаційних технологій та математичних моделей з можливістю «самонавчання(навчання)» задля удосконалення управління тягою поїзду на цій ділянці.

При цьому виникає необхідність математичної формалізації задачі управління тягою поїзда на ділянці руху за допомогою моделі нечіткої логіки з її подальшим «навчанням» нейро-адаптивними методами .

Для вирішення поставленої задачі необхідно визначити кількість та терміни інтервали вхідних та вихідних змінних моделі, побудувати функції належності та визначитись з математичним апаратом адаптації (навчання) формалізованої моделі.

У нашому випадку ставиться завдання такої математичної формалізації управління тягою поїзда, яка б в максимально відображала інтелектуальний сенс цього процесу на ділянці руху.

З метою параметризації моделі нечіткої логіки розглянемо зв'язок вхідних та вихідних змінних моделі управління тягою поїзда на ділянці руху. Наведемо перелік вхідних нечітких змінних :

X_1 – швидкість поїзда,

X_2 – часова затримка руху,

X_3 – маса поїзда,

X_4 – довжина поїзда,

X_5 – накопичена потужність тяги,

X_6 – накопичена потужність електричного гальмування,

X_7 – накопичена потужність механічного гальмування,

X_8 – швидкість бічного та лобового вітру,

X_9 – проміле ухилу підйому,

X_{10} – проміле ухилу спуску,

X_{11} – обмеження швидкості поїзда,

X_{12} – положення контролера машиніста.

При цьому вихідною нечіткою змінною є:

Y – прискорення(гальмування) поїзда.

При цьому вважається, що всі нечіткі змінні є лінгвістичними змінними з такими терм-інтервалами:

$\{Y_j\}$ – множина терм-інтервалів змінної Y ,

$\{X_{ij}\}$ – множина терм-інтервалів змінної X_i , $i = 1/12$, $j = 1/8$

де i – кількість вхідних змінних моделі,

j – кількість терм-інтервалів відповідної змінної.

Ці залежності складають основу побудови продукційної нечіткої моделі управління тягою на ділянці руху.

Визначимо відповідні нечіткі змінні за допомогою терм-інтервалів та побудуємо для них функції належності.

Для цього побудуємо експертну таблицю, яка є результатом опитування експертів по шкалі від 1 до 16, що займаються проблемою управління тягою поїздів.

Наведене опитування зведене в таблиці, що відповідають вихідному показнику та 12-ти вхідним [269].

Відповідні таблиці згідно [270] зводяться до рядка, визначеного наступним чином:

$$k_j = \sum_{i=1}^8 b_{ij}, j = \overline{1,16}. \quad (10.1)$$

Вибравши максимальний елемент:

$$k_{max} = \max k_j, \quad (10.2)$$

перетворимо всі b_{ij} у c_{ij} за формулою:

$$c_{ij} = \frac{b_{ij}k_{max}}{k_j}, \text{ де } i = \overline{1,8}, j = \overline{1,16}. \quad (10.3)$$

Функції належності, які відповідають етапу фазифікації змінних нечіткої моделі управління тягою поїзда на ділянці руху, можливо визначити наступним чином:

$$\mu_{ij} = \frac{c_{ij}}{c_{imax}}, \quad (10.4)$$

$$c_{imax} = \max c_{ij}, \text{ де } i = \overline{1,8}, j = \overline{1,16}.$$

При цьому результати розрахунків функцій належності та їх графічний вигляд наступний (рисунок 10.1).

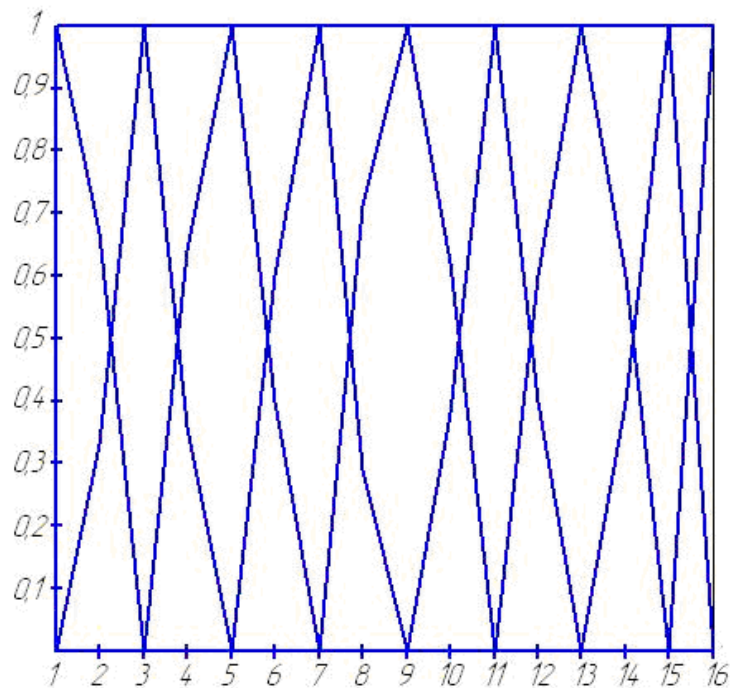


Рисунок 10.1 – Графічний вигляд функцій належності нечітких змінних за результатами розрахунків

Їх загальний вигляд свідчить про трикутну форму функцій належності відповідних змінних.

Створення трикутних функцій належності нечітких терм-інтервалів універсальної множини U моделі управління тягою поїзда на ділянці руху відбувається за допомогою наступних функціональних виразів [270]:

$$\mu_j(U) = 1 - \frac{1}{K_i - 1} U, U \in [0, K_i - 1], j = 1 \quad (10.5)$$

$$\mu_j(U) = \frac{1}{j - 1} U, U \in [0, j - 1], j = \overline{2, K_i - 1} \quad (10.6)$$

$$\mu_j(U) = \frac{K_i - 1}{K_i - j} - \frac{1}{K_i - j} U, U \in [j - 1, K_i - 1], j = \overline{2, K_i - 1} \quad (10.7)$$

$$\mu_j(U) = \frac{1}{K_i - 1} U, U \in [0, K_i - 1], j = K_i \quad (10.8)$$

Аналітичні вирази функцій належності апроксимованих з кусково-лінійних функцій належності, наведених графічно на рисунку 10.1 мають наведений вигляд при наявності у нашій задачі управління тягою поїзда на ділянці руху вісьмох термів у вхідних та вихідних нечітких змінних :

$$\mu_1(U) = 1 - \frac{1}{7} U, U \in [0, 7] \quad (10.9)$$

$$\mu_2(U) = U, U \in [0, 1]$$

$$\mu_2(U) = \frac{7}{6} - \frac{1}{6} U, U \in [1, 7]$$

$$\mu_3(U) = \frac{1}{2}U, U \in [0,2]$$

$$\mu_3(U) = \frac{7}{5} - \frac{1}{5}U, U \in [2,7]$$

$$\mu_4(U) = \frac{1}{3}U, U \in [0,3]$$

$$\mu_4(U) = \frac{7}{4} - \frac{1}{4}U, U \in [3,7]$$
(10.10)

$$\mu_5(U) = \frac{1}{4}U, U \in [0,4]$$

$$\mu_5(U) = \frac{7}{3} - \frac{1}{3}U, U \in [4,7]$$

$$\mu_6(U) = \frac{1}{5}U, U \in [0,5]$$

$$\mu_6(U) = \frac{7}{2} - \frac{1}{2}U, U \in [5,7]$$

$$\mu_7(U) = \frac{1}{6}U, U \in [0,6]$$

$$\mu_7(U) = 7 - U, U \in [6,7]$$

$$\mu_8(U) = \frac{1}{7}U, U \in [0,7]$$

Побудова нечіткої моделі управління тягою поїзда на ділянці руху на мінімум вісьмох терм-інтервалах нечітких змінних обумовлена необхідністю найточнішого моделювання можливих ситуацій управління тягою поїзда на ділянці руху.

Подальша реалізація нечіткої моделі управління тягою поїзда на ділянці руху передбачала створення бази знань типу «ЯКЩО-ТОДІ, ІНАКШЕ». В математичній формалізації це виглядає наступним чином:

$$\bigcup_{j=1}^{12} [\bigcap_{i=1}^8 (x_i = X_{ij})] \xrightarrow{Y=y_j} \quad (10.11)$$

На основі формалізованої бази знань можна побудувати систему нечітких логічних рівнянь, які пов'язують між собою вектор вхідних змінних та певні значення вихідної змінної нечіткої моделі управління тягою поїзда на ділянці руху:

$$\mu_{mf_n}^Y = \bigcup_{j=1}^{12} (\bigcap_{i=1}^8 \mu_{mf_i}^{x_i}), \quad \text{де } n = 1 \div 8 \quad (10.12)$$

Для «навчання» створеної моделі використано адаптований алгоритм поширення помилки для нейро-нечіткої моделі. В якості критерія налаштування використано поширений критерій ε , який має просту похідну зручну для подальших математичних розрахунків:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{2} (\hat{y}_t - y_t)^2, \quad (10.13)$$

де y_t та \hat{y}_t – реальне та розрахункове значення вихідної змінної (прискорення-гальмування) нечіткої моделі управління тягою поїзда на ділянці руху.

Використання математичних методів «навчання» моделей нечіткої математичної логіки передбачає налаштування параметрів моделей якими є наступні:

- c – параметр стиснення-розтягування функції належності вхідної змінної лінгвістичному терму вихідної змінної бази знань на t – му кроці «навчання»;

- b – координата максимуму функції належності вхідної змінної лінгвістичному терму вихідної змінної бази знань на t – му кроці «навчання»;
- w – вага правила прийняття рішень на t – му кроці «навчання».

Для налаштування вказаних параметрів використано систему рекурентних співвідношень, що мінімізують критерій (10.13):

$$w_j(t + 1) = w_j(t) - \eta \frac{d\varepsilon_t}{dw_j(t)},$$

$$c_i^j(t + 1) = c_i^j(t) - \eta \frac{d\varepsilon_t}{dc_i^j(t)}, \quad (10.14)$$

$$b_i^j(t + 1) = b_i^j(t) - \eta \frac{d\varepsilon_t}{db_i^j(t)}, \text{ де } j = \overline{1,12}, i = \overline{1,8}$$

Подальше застосування формалізованої математичної моделі для інтелектуального управління тягою поїзда на ділянці руху передбачає створення інформаційної інфраструктури, яка забезпечує математичну модель даними для її «навчання» та прийняття управлінських рішень в автоматичному режимі.

10.2 Створення інформаційної інфраструктури інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху

Важливу роль у створенні інтелектуальних транспортних систем залізничного транспорту відіграє інтелектуальна інфраструктура на ділянці руху залізниці. Особливе значення при цьому мають програмно-апаратні засоби, що забезпечують ідентифікацію об'єктів, що рухаються ділянкою або розташовані на ній. Для цього в більшості випадків використовують технологію RFID [269].

Існуючі рішення інтелектуальних систем залізничного транспорту в частині задач ідентифікації об'єктів ділянки залізничного шляху стосуються в першу чергу програмно-апаратних рішень на рівні локомотива. Такі рішення, як правило, складаються з системи датчиків, якими оснащений локомотив, та програмного забезпечення бортового комп'ютера, яке вирішує задачу ідентифікації об'єктів на ділянці руху. До переліку таких об'єктів відносяться:

- світлова сигнальна апаратура;
- візуальні попереджувальні знаки;
- рухомі об'єкти на кшталт тварин, людей або засобів транспорту та ін.

В нашому випадку потребує вирішення задача вимірювання та ідентифікації технологічних параметрів тяги поїзда на ділянці руху, що в практичному сенсі потребує розробки програмно-апаратного рішення задачі вимірювання та ідентифікації технологічних параметрів тяги поїзда на ділянці руху. Це в свою чергу означає створення інформаційної інфраструктури інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху, яка має забезпечити процес експлуатації та «машинного навчання».

Архітектурне рішення задачі починається зі створення бази даних, що відтворює інформаційну модель задачі дослідження. Основу цього рішення складає база даних, яка дозволяє забезпечити інформацією вирішення задачі інтелектуального управління тягою поїзда на ділянці руху. Структура такої бази даних передбачає наявність пов'язаних таблиць, кожна з яких відповідає за певний об'єкт інформаційної інфраструктури на ділянці руху та відповідно складається з наступних таблиць(рисунок 10.2):

- таблиця з інформацією про довжину поїзда;
- таблиця з інформацією про тип та розмір(в проміле) куту ухилу ділянки;
- таблиця з інформацією про затримку в часі руху поїзда;
- таблиця з інформацією про масу поїзда;
- таблиця з інформацією про швидкість поїзда;

- таблиця з інформацією про напрям вітру;
- таблиця з інформацією про швидкість вітру;
- таблиця з інформацією про накопичену потужність тяги;
- таблиця з інформацією про прискорення(гальмування) поїзда;
- таблиця з інформацією про реалізацію тяги конкретним поїздом.

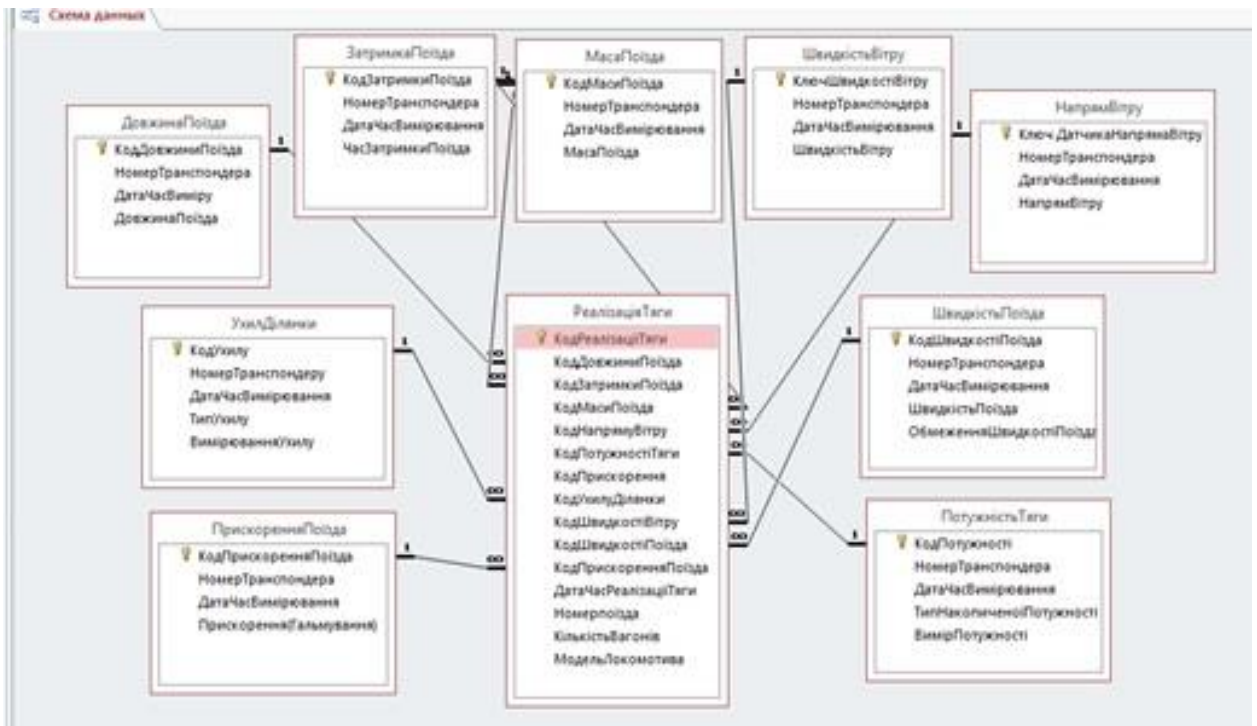


Рисунок 10.2 – Схема бази даних інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху

Запропонована схема бази даних відтворює інформаційну модель накопичення технологічної статистики управління тягою поїзда на ділянці руху з подальшим її використанням для машинного навчання відповідної нейро-нечіткої моделі. Реалізація процедури побудови логічного правила виведення нейро-нечіткої моделі [267, 271], якому відповідає запис таблиці Реалізація Тяги, відбувається при співпадінні всіх ключових атрибутів, які є фактичними GPS-координатами на ділянці руху поїзда. Тобто на практиці це означає, що при співпадінні GPS-координат рухомих та нерухомих об'єктів інтелектуальної системи управління тягою на ділянці руху поїзда відбувається

реалізація відповідного управлінського рішення. Важливо при цьому, що для ідентифікації об'єктів інфраструктури ділянки залізниці використовуються як база даних, так і стаціонарні мітки RFID, що значно підвищує надійність запропонованого технологічного рішення без суттєвого удорожчання реалізації.

Розглянемо далі особливості програмної реалізації інформаційної інфраструктури інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху [272, 273].

WebSphere Premises Server RFID (тут і далі в тексті Premises Server) – це рішення корпоративного класу, що забезпечує об'єднання і аналіз інформації, яка надходить з радіочастотних та інших датчиків в реальному часі. Крім того, це рішення включає засоби захищеного обміну повідомленнями, управління даними і системами, необхідними для розгортання масштабованого рішення по управлінню даними датчиків, що підтримують високу продуктивність транзакцій в процесі розширення проектів.

Premises Server приймає RFID-події з одного або декількох пристроїв Device Infrastructure Edge, потім об'єднує і обробляє події і робить їх доступними для серверних додатків. Він забезпечує точку інтеграції для доступу і роботи з RFID-подіями додатків. Наприклад, додаток може обробити подію читання тега сервером Premises Server і, ґрунтуючись на події ID тега, визначає очікуваний RFID-тег. Потім він може виконати API на Premises Server для прийому подій читання, що могло б вказати відповідному Edge-пристрою переключити світлову сигналізацію з жовтого кольору на зелений.

Premises Server – це J2EE-рішення (Java™ 2 Extended Edition), що виконується на WebSphere Application Server. Він містить компонент Service Management Framework (SMF), міст (bridge), який працює як проміжна ланка між J2EE-додатками та Device Infrastructure Edges. Взаємодія з Edge виконується через міст на Premises Server (надається компонентом Premises SMF) і міст на Edge. Міст на Premises Server перетворює обмін між форматом повідомлень Edge та JMS-форматом Premises Server. Перетворені

повідомлення, що приймаються з Edges, поміщаються в чергу повідомлень MQ і передаються в J2EE-додатки Premises Server для обробки. JMS-повідомлення, призначені для Edge, приймаються з J2EE-додатків Premises Server через MQ-чергу, перетворюються мостом, і передаються до відповідного Edge-мосту для розподілу Edge-компонентів для обробки.

IBM RFID-рішення WebSphere забезпечує інфраструктуру для обробки RFID-подій. Воно включає компоненти, які взаємодіють з RFID-пристроями, такими як зчитувачі та принтери, управляють пристроями вводу / виводу (I/O), фільтрують і обробляють RFID-події, передають і приймають дані з серверних систем. RFID-рішення WebSphere містить два компоненти: IBM WebSphere RFID Premises Server і WebSphere RFID Device Infrastructure (рисунок 10.3).

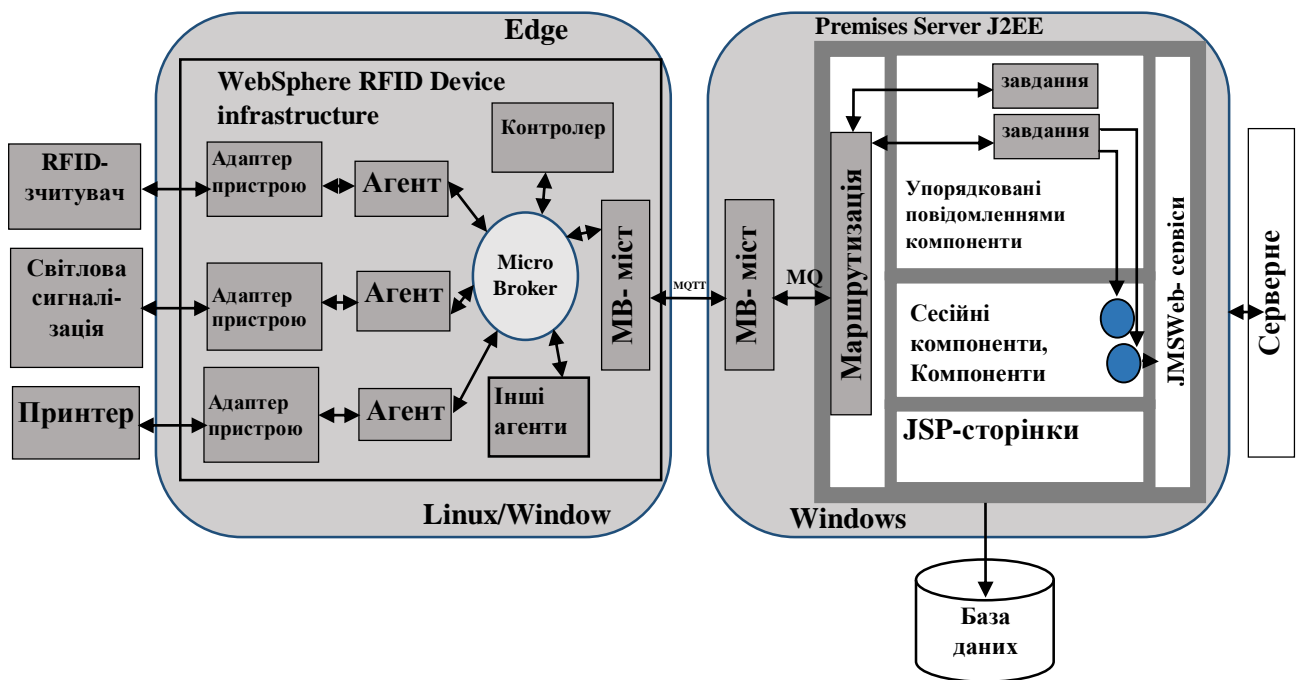


Рисунок 10.3 – Взаємодія WebSphere RFID та WebSphere Premises Server

WebSphere RFID Device Infrastructure (тут і далі звана Device Infrastructure) надає компоненти, які взаємодіють з керуючими апаратними RFID-пристроями. Всі разом компоненти Device Infrastructure часто називають Edge, оскільки вони розгортаються поблизу від RFID-пристроїв на кордоні (edge) мережі. Ці компоненти отримують теги з RFID-зчитувачів, створюють і

надають завдання RFID-принтерам і управляють пристроями вводу / виводу (I/O), наприклад світловою сигналізацією (light trees). Крім взаємодії з RFID-пристроями компоненти інфраструктури RFID Device фільтрують і об'єднують RFID-події, такі як читання тегів, і направляють ці події на WebSphere Premises Server.

RFID-рішення WebSphere надає два стартових набори програм (starter kits), або сценаріїв використання, які можуть бути розширені для забезпечення додаткових функціональних можливостей, які відповідають вимогам користувачів. Стартовими наборами, що поставляються з RFID-рішенням WebSphere, є:

- Стартовий набір Dock Door Receiving надає функції, необхідні для отримання і обробки елементів з приєднаними RFID-тегами. До таких функціями відносяться: взаємодія з RFID-зчитувачем для отримання подій читання тега, фільтрація і об'єднання подій читання, перевірка подій читання і надання візуальних і аудіо-індикаторів, що сигналізують про отримання або відхилення подій читання.

- Стартовий набір Print, Verify, and Ship надає функції, необхідні для роздрукування RFID-міток, об'єднання елементів в контейнери, перевірки того, що готові до відправки контейнери містять належні елементи, і для генерування звітів по відправці.

RFID Device Infrastructure надає як виконуючу систему, так і середовище розробки. Виконуюча система містить кілька адаптерів пристроїв, створених фірмою IBM, які підтримують зчитувачі і пристрої виводу(запису) провідних постачальників RFID-обладнання (рисунок 10.4). Ці адаптери забезпечують необхідні функції для взаємодії з апаратними пристроями і виконання команд. У кожного адаптера є відповідний агент, що містить логіку, специфічну для сценаріїв використання RFID-рішення WebSphere. Виконуюча система містить кілька інших агентів, що виконують різні функції, необхідні для сценаріїв використання RFID-рішення WebSphere. Ці функції варіюються від

фільтрації та об'єднання подій читання тегів до управління пристроями вводу/виводу, такими як світлова сигналізація і датчики руху.

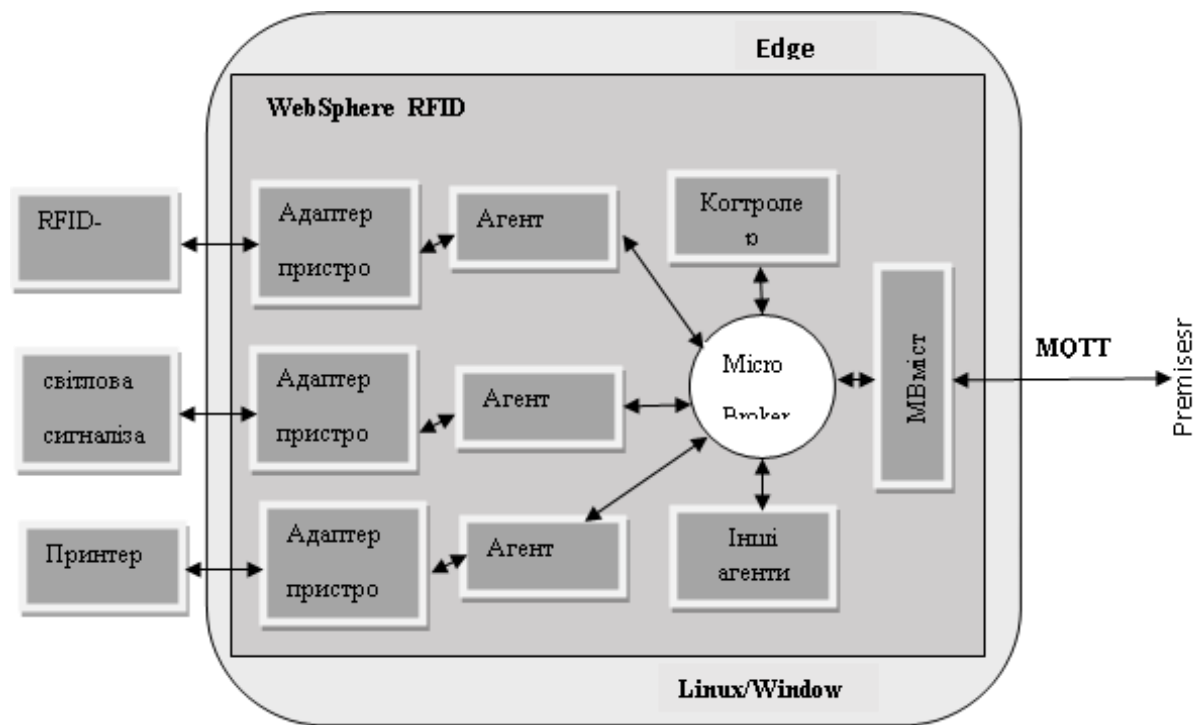


Рисунок 10.4 – Виконуюча система WebSphere RFID

Виконуюча система Device Infrastructure містить механізм, що зветься MicroBroker. Агенти взаємодіють один з одним за допомогою повідомлень, що проходять через MicroBroker. Повідомлення публікуються в конкретну тему. Агент підписується на теми та публікує повідомлення в них згідно їх функціональності. Наприклад, агент зчитувача міг би опублікувати повідомлення, яке вказує на те, що відбулася подія читання тегу, в тему `device / reader / L1 / signal / tags`. Агент, відповідальний за фільтрацію подій читання тегів, міг би підписатися на цю тему, відфільтрувати повторювані події читання тегів і публікувати інше повідомлення для кожної події читання унікального тегу ще в одну тему, наприклад, `receiving / portal / L1 / signal / tags`.

MicroBroker має компонент – міст (bridge), який дозволяє повідомленням передаватися від одного MicroBroker іншому по протоколу MQTT. Цей міст є механізмом, який використовується для передачі повідомлень між Edge та Premises Server. Мости Premises Server і Edge налаштовуються

повідомленнями, які можуть передаватися та прийматися ними. Міст Premises Server налаштовується додатковими параметрами, що вказують йому викликати функції, які перетворюють одержувані повідомлення з Edge-формату (тема / значення) в XML-формат і передають повідомлення в чергу JMS-повідомлень.

Компоненти Device Infrastructure реалізуються на Java та виконуються в IBM Service Management Framework (SMF). SMF – це реалізація специфікації Open Services Gateway Initiative (OSGi).

Коли користувачі реалізують RFID-рішення WebSphere, вони отримують Device Infrastructure разом з покупкою пристрою, що підтримує Device Infrastructure. Щоб використовувати новий RFID-пристрій (наприклад, зчитувач тегів) з IBM RFID-рішеннями Websphere, потрібно створити новий агент Device Infrastructure і адаптер для цього пристрою. У нашому випадку для RFID-зчитувача тегів Sirit™ INfinity 510.

Загальна послідовність при цьому наступна:

1. Створити адаптер пристрою, використовуючи Device Infrastructure Device Kit. Ви повинні реалізувати транспортний компонент Device Kit і компонент пристрою для вашого апаратного пристрою.

2. Створити агента пристрою, що реалізує сценарій використання, в якому бере участь ваш апаратний пристрій (Dock Door Receiving або Print, Verify, and Ship).

Кінцева апаратура і датчики визначають інформаційні потоки, що реалізують збір, обробку та відповідне використання їх для конкретних цілей управління рухом поїзда на ділянці. Ці потоки використовують формат потоків даних, розроблений виробником базового програмного забезпечення та відповідної кінцевої апаратури. Для розробки програм, які взаємодіють з цими пристроями, необхідно написати код для виконання наступних дій:

- Установка каналів обміну інформацією, наприклад, TCP / IP або COM-порт RS232.
- Здійснення запиту (або команди) пристроїв.

- Моніторинг потоків відповідних даних від пристрою.
- Збір і синтаксичний аналіз отриманих потоків даних і активізація відповідних тригерів для необхідної реакції.

Апаратні RFID-рішення для руху поїзда по ділянці шляху складаються з декількох типів датчиків і пристроїв перетворення, таких як RFID-мітки (теги) та зчитувачі, візуальні індикатори, вимикачі та датчики. Різновидом також є GPS-пристрій – тип датчика, який може надати інформацію про місцезнаходження рухомого складу. Для підключення та обміну даними з пристроями необхідний контролер для управління ними.

Кінцевий контролер RFID передає дані в Premises Server, який виступає в ролі посередника між кінцевими пристроями та корпоративними серверами.

Premises Server обробляє дані та перетворює їх в значимі для використання зокрема в тягових розрахунках для ділянки руху поїзда.

Між кінцевим контролером RFID і використовуваними серверами з'являється шина повідомлень, що складається з WebSphere Connection Server Micro Edition і Enterprise Service Bus.

Завдяки такій архітектурі, дані передаються з кінцевого контролера RFID на сервери надійно і злагоджено.

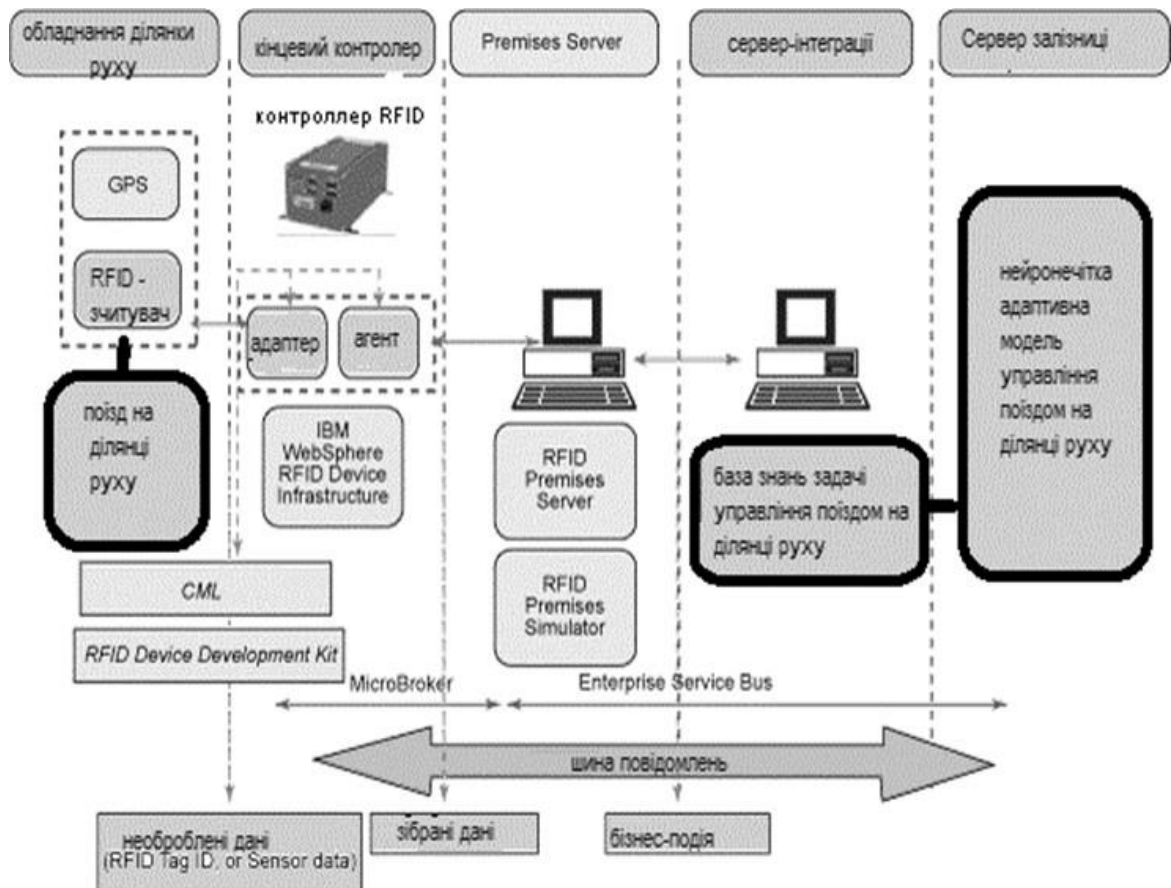


Рисунок 10.5 – Архітектура інтелектуальної системи на ділянці залізниці

На рисунку 10.5 показана типова архітектура інтелектуальної системи на ділянці залізниці для інформаційного забезпечення її функціонування. Накопичення інформації відбувається на сервері-інтеграції, а обчислення та моделювання управління на корпоративному сервері залізниці або в бортовому комп'ютері локомотива.

Висновки по розділу 10

Представлена математична формалізація інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху дозволяє зробити подальшу практичну розробку управління тягою поїзда, основу якого складає алгоритм, побудований на основі запропонованої нечіткої моделі та її «навчання» даними поїздів на цій ділянці.

Розроблено інформаційну модель реалізації задачі інтелектуального управління тягою поїзда на ділянці руху у вигляді бази даних відповідної структури. Це створило загальну архітектуру побудови інформаційного забезпечення задачі інтелектуального управління тягою поїзда на ділянці руху.

Програмна реалізація інформаційної інфраструктури інтелектуальної системи управління тягою поїзда передбачала використання WebSphere Premises Server RFID в якості сервера реалізації та WebSphere RFID Device Infrastructure в якості програмної реалізації інформаційної інфраструктури на ділянці руху.

Запропонована програмно-апаратна реалізація дозволила реалізувати накопичення необхідної статистичної інформації для подальшого «машинного навчання» нейро-нечіткої моделі управління тягою поїзда на ділянці руху як головного компонента створеної інтелектуальної системи.

ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано загальні відомості про АТ «Українська залізниця», яка є двигуном економічного розвитку України та має велику значимість для суспільної стабільності. Досліджено основні фонди української залізниці та визначені причини їх критичного зносу.

Проаналізувавши світовий досвід швидкісного руху встановлено, що підвищення швидкості руху поїздів реалізується поетапно і найперспективніше для залізничного транспорту України розвивати так званий прискорений рух (до 160 км/год) на основі наявних шляхів – про поступове впровадження швидкісного руху з адаптацією до нових вимог нинішньої інфраструктури та модернізації тягового рухомого складу.

Встановлено, що енерго- та ресурсозбереження на залізничному транспорті – найважливіший фактор підвищення конкурентоспроможності українських залізниць на внутрішньому та міжнародному ринку транспортних послуг.

2. Проведені теоретико-експериментальні дослідження підтвердили той факт, що саме температура в контакті колеса з рейкою є найважливішим фактором, який впливає на весь комплекс службових властивостей контактуючих матеріалів. Визначено межі припустимих швидкостей ковзань колісних пар і температур у трибоконткті, які доцільно вважати граничними при конструюванні й експлуатації протибоксувальних і протиюзних систем, а також уточнено їхній вплив на зношення коліс та рейок.

Удосконалено методику визначення межі допустимих швидкостей ковзань і температур контактуючих бандажів і рейок за енергетичним критерієм інтенсивності зношення поверхонь. Пропонується управління зчепленням трибологічної системи «колесо-рейка» за рахунок управління та контролю локально-механічної температурної складової в діапазоні від 250°C до 450°C залежно від фрикційних умов контакту.

Встановлено, що керуючи температурою у зоні трибологічного контакту, створюються умови управління процесом зчеплення колеса з рейкою, а примусове забезпечення сталості температури у контакті призводить до стабілізації коефіцієнта зчеплення на максимальному рівні.

3. Встановлено, що залежно від схематизації процесів у зоні контакту, можна розглядати чотири групи теорій представлення та моделювання контакту «колесо-рейка».

Проаналізувавши всі можливості, переваги та недоліки відомих теорій, можна зробити висновок, що в даний час не розроблено достатньо адекватного (повного) аналітичного рішення задачі фрикційної взаємодії колеса з рейкою у взаємозв'язку з параметрами екіпажу, режимами руху та поверхневими і температурними явищами на контактуючих поверхнях.

4. Розроблено програму VDEUNU CONTACT, оскільки обчислення у даній програмі є досить трудомісткими, програма використовується для упорядкування довідкових таблиць. Проведено дослідження методів розв'язання тангенціальної задачі у сучасних програмних комплексах моделювання динаміки рейкових екіпажів та побудована інформаційна таблиця. Побудовані криві зчеплення, розраховані за допомогою різних методик для одних і тих самих умов контактування.

Розроблена математична модель, яка дозволяє моделювати контакт «колесо-рейка» за різних фрикційних умов та геометрії контакту в режимі тяги або гальмування з урахуванням температури в області контакту. Результати моделювання показали, що форма кривої зчеплення і значення критичного ковзання значно змінюється в залежності від фрикційного стану рейки і положення колісної пари в колії.

5. Розроблено методику використання створеної програми VDEUNU CONTACT для складання контактних довідкових таблиць з метою подальшого використання цих таблиць при моделюванні руху рейкових екіпажів.

У результаті розрахунків було визначено положення точок початкового контакту на колесі і на рейці в залежності від бокового відношення для

контакту нових і зношених профілів колеса і рейки. Та представлені розраховані криві зчеплення для різних фрикційних умов. Отримані розрахункові плями контакту і розподіл різних величин при контакті нової рейки з новим зношеним колесом.

Розроблено підхід, де коефіцієнт тертя в кожній точці плями контакту в довільний момент навантаження залежить від температури контакту і розподілу нормальних напруг, дає можливість вирішувати нестационарне завдання кочення зі ковзанням, де інтерес представляє розподіл нормальних та тангенціальних контактних напруг у процесі навантаження.

6. Проведено модернізацію натурального стенду «Колесо-рейка» та розроблено методика проведення експериментальних досліджень щодо визначення гранично-максимального коефіцієнта зчеплення від різного фрикційного стану рейки. У результаті теоретичних та експериментальних досліджень було визначено величини гранично-максимального коефіцієнта зчеплення, які свідчать, що на чистій та сухій рейці різниця між подачею піску та струминно-абразивним впливом становить 10%, на покритому водою – 11,1%, на покритій ДП – 6,6%, на замасленій рейці – 20,8%.

Було проведено порівняння двох методів оцінки впливу динамічних навантажень на тягові якості контакту «колесо-рейка» – за максимальними значеннями коефіцієнта зчеплення і за значеннями коефіцієнта запасу по зчепленню.

Встановлено значну відмінність фізичного коефіцієнта зчеплення на колісних парах локомотива відповідно їх розташування щодо напрямку руху локомотива. Найбільший ефект очищення рейки спостерігається за умов, близьких до боксування осі, що рухається попереду. У цьому випадку фізичний коефіцієнт зчеплення на наступній по ходу руху осі зростає на 5,5%. Результати експериментів, отримані для рейки, политою водою, і для замасленої рейки, показали, що ефект очищення замасленої рейки колісними парами, що йдуть попереду, більш значний, ніж для рейки, политого водою.

7. Удосконалена математична модель теплофізичних характеристик фрикційного контакту урахуванням примусового постачання повітряного середовища та його температури для стабілізації коефіцієнта тертя.

Побудовані залежності температури поверхні тертя в процесі одиничного гальмування від часу при різних температурах повітряного середовища та продуктивності охолодження показують ефективність стабілізації температури у фрикційному контакті до 25%.

Запропонована методика дослідження і створена математична модель постачання повітряного середовища у гальмівний фрикційний контакт дозволяє визначити і рекомендувати таке значення тиску стисненого повітря, і геометрії отворів накладки.

Більш детально розглянуто технічне рішення для зниження опору руху транспортного засобу, ефективності експлуатації дискових гальм у режимі тяги та вибігу, підвищення ефективної потужності тягового транспортного засобу та зменшення витрат енергії і палива шляхом забезпечення конструкції дискових гальм додатковими елементами.

8. Запропоновано метод підвищення енергетичної та екологічної ефективності рухомого складу шляхом підвищення ресурсу контактуючих поверхонь за рахунок дугового імпульсного поверхневого зміцнення фрикційних елементів рухомого складу.

По результатам проведених експериментальних досліджень зміцнення мікрошліфа зразка сталі 40X встановлено, що зміцнення його поверхні установкою дугового імпульсного поверхневого зміцнення металів Tesla Weld MSH 500, дозволило збільшити поверхневу твердість на 145%. При вивченні мікроструктури зміцненого шару, був зроблений замір глибини зміцненого шару, він становив близько 186 мкм углиб основного металу, а максимальна глибина зміцненого шару склала близько 207 мкм углиб основного металу у максимальній точці.

9. За допомогою імітаційного моделювання з використанням програмного комплексу SIMPACK отримані значення показників, які впливають на

величину роботи сил тертя у контактах коліс трамвайного вагону з рейками. Аналіз отриманої інформації показує, що застосування інноваційних технічних рішень у конструкціях ходових частин трамваїв призводить до перерозподілу в системі сил крипу, що діють у точках контакту коліс з рейками.

Аналіз отриманих даних дозволяє стверджувати, що при застосуванні в ходовій частині трамваю таких інноваційних технічних рішень, як використання коліс перспективної конструктивної схеми, що мають можливість роздільного обертання опорної та направляючої поверхні, можна досягнути зменшення втрат механічної енергії, яка розсіюється у контактах коліс з рейками.

10. Представлена математична формалізація інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху дозволяє зробити подальшу практичну розробку управління тягою поїзда, основу якого складає алгоритм, побудований на основі запропонованої нечіткої моделі та її «навчання» даними поїздів на цій ділянці.

Розроблено інформаційну модель реалізації задачі інтелектуального управління тягою поїзда на ділянці руху у вигляді бази даних відповідної структури.

Запропонована програмно-апаратна реалізація дозволила реалізувати накопичення необхідної статистичної інформації для подальшого «машинного навчання» нейро-нечіткої моделі управління тягою поїзда на ділянці руху як головного компонента створеної інтелектуальної системи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Про комплексну програму утвердження України як транзитної держави у 2012-2010 р. [Текст]: Закон України від 07.02.2002 р. № 3022-III // Відомості Верховної Ради України. – 2002. – № 24. – 166 с.
2. Веселов М.Ю. Причини аварійності на залізничному транспорті та правові заходи щодо її запобігання / М.Ю. Веселов, В.В. Ярошенко // Південноукраїнський правничий часопис. – 2015. – № 2. – С. 117-119. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pupch_2015_2_35
3. Стратегія АТ «Укрзалізниця» на 2019-2023 роки / URL <https://www.uz.gov.ua/files/file/%D0%A1%D1%82%D1%80%D0%B0%D1%82%D0%B5%D0%B3%D1%96%D1%8F-4-Typography.pdf>
4. Кірпа Г. Інтеграція залізничного транспорту України в Європейську транспортну систему: [монографія] / Г. Кірпа. Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2004. – 248 с.
5. Высокоскоростной наземный транспорт по странам / URL https://ru.wikipedia.org/wiki/Высокоскоростной_наземный_транспорт_по_странам
6. Полтавська О.С. Світовий досвід розвитку залізничного транспорту та перспективи його розвитку в Україні / О.С. Полтавська // Lviv Polytechnic National University Institutional Repository, 2013. – С. 470-476.
7. Божок Н.О. Нарямки впровадження швидкісних пасажирських перевезень в Україні / Н.О. Божок // Збірник наукових праць Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна «Проблеми економіки транспорту». – Вип. 5, 2013. – С. 46-56.
8. Національна стратегія – 2030 Drive Ukraine. URL: <https://mtu.gov.ua/files/projects/str.html>

9. Табачкова Н.А. Українські реалії та перспективи сталого розвитку в умовах глобалізації економіки [Текст] / Н.А. Табачкова // Науковий вісник Ужгородського національного університету. – 2016. – Вип. 6. – С. 71-74.

10. Луханін М. Тяга поїздів – ресурсозберігаючі традиції та інновації бережливого виробництва на Одеській залізниці [Текст] / М. Луханін // Українські залізниці. – 2014. – № 6 (12). – С. 42-55.

11. Рибалко Л.П. Сучасні підходи до трактування сутності поняття ресурсозбереження / Л.П. Рибалко. Бізнес-Інформ. № 3. 2012. – С. 174-179.

12. Вознюк М.А. Сучасні концепції ресурсо- та енергозбереження та наукові засади їх реалізації / М.А. Вознюк // Фінансово-кредитна діяльність: проблеми теорії та практики. Вип. 1. 2015. – С. 303-312.

13. Gorbunov M. Innovative risks of introducing advanced technical solutions in transport / M. Gorbunov, V. Nozhenko, M. Kovtanets, O. Porkuyan / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020. – P. 97-101.

14. Інтегрований звіт: офіційний сайт АТ «Укрзалізниця». URL: <https://www.uz.gov.ua/about/investors/>

15. Исмагилов Р.Х. Методы ресурсосбережения на предприятиях машиностроения / Р.Х. Исмагилов // Вопросы инновационной экономики. – 2012. – № 3. – С. 32-39.

16. Горбунов М.І. Обґрунтування концепції вдосконалення об'єктів залізничної техніки на підставі теорії прийняття рішень: Монографія. / М.І. Горбунов, М.В. Ковтанець, О.В. Сергієнко, Т.М. Ковтанець – Одеса: КУПРІЄНКО СВ, 2020. – 98 с. ISBN 978-617-7880-08-9

17. Gorbunov M. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / M. Gorbunov, V. Pistek, M. Kovtanets, O. Nozhenko, S. Kara, P. Kučera // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. – 2017. – Vol. 13, ISSN 2345-0533. – P. 159-164.

18. Mikhailov E. Clarification of features of the wheel movement with a perspective constructive scheme on a rail / E. Mikhailov, S. Semenov, S. Kliuiev, J.

Dižo, M. Blatnický, J. Gerlici, J. Harušinec, M. Kovtanets / Applied Sciences (Switzerland), 10(19) 6758, 2020. – P. 1-15.

19. Лисунов В.Н. Коэффициент полезного действия сцепления / В.Н. Лисунов // Межвуз. сб. науч. тр. 1981. – С. 27-30.

20. Gorbunov M. Supplying system abrasive material with automatic dosing control / M. Gorbunov, V. Píštěk, M. Kovtanets, O. Nozhenko, S. Kara, P. Kučera // Vibroengineering PROCEDIA, Volume 18, 2018. – P. 207-214.

21. Ковтанец М.В. Модернизация песочной системы локомотива для энерго и ресурсосбережения, повышения и управления взаимодействия системы «колесо-рельс» / М.В. Ковтанец, Н.И. Горбунов, Т.Н. Ковтанец // Вісник СНУ ім. В. Даля, № 5 (261), 2020. – С. 19-24.

22. Горбунов Н.И. Модернизация метода повышения тягово-тормозных качеств локомотива при прохождении стрелочных переводов / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Т.Н. Ковтанец, О.В. Просвинова // Наукові вісті Далівського університету, № 19, 2020. Електронне наукове фахове видання DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2020-19>

23. Gorbunov M. Experimental study of temperature stabilization process in tribological contact of brake friction pairs under the impact of forced cooling / M. Gorbunov, O. Prosvirova, M. Kovtanets / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020. – P. 345-348.

24. Горбунов М.І. Аналіз методу термоенергетичного газорозділення для керування охолодженням фрикційного контакту залізничних гальм / М.І. Горбунов, О.В. Просвірова, М.В. Ковтанець, Т.М. Ковтанець // Наукові вісті Далівського університету, № 19, 2020. Електронне наукове фахове видання. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2020-19>

25. Kovtanets M. Study of the physical adhesion coefficient in the «wheel-rail» frictional contact / M. Kovtanets, O. Sergienko, V. Nozhenko, O. Prosvirova, T. Kovtanets / Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means 2021 (Part II), October 06-08, Kaunas, Lithuania. 2021. – P. 755-761.

26. Kovtanets M. Theoretical and experimental studies of dynamic loads influence on the adhesion coefficient of wheel and rail / M. Kovtanets, O. Sergienko, O. Prosvirova, T. Kovtanets / Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means 2021 (Part II), October 06-08, Kaunas, Lithuania. 2021. – P. 859-864.

27. Ковтанець М.В. Поліпшення зчіпних характеристик локомотива струминно-абразивним впливом на зону контакту рушійного колеса з рейкою: дис. - канд. техн. наук: 05.22.07 / М.В. Ковтанець; СНУ ім. В. Даля. – Северодонецьк, 2015. – 206 с.

28. 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 СНУ ім. В. Даля. – 2013. – Ч.1, № 18 (207). – С. 33-37.

29. Патент на корисну модель № 141061 В61С 15/10 (2006.01) Спосіб підвищення зчеплення в зоні контакту колеса з рейкою / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Бурейка Гінтаутас, Кравченко К.О., Герліці Юрай, Ковтанець Т.М., Просвірова О.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2019 07748; заявл. 09.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл.№ 6. – 2 с.

30. Костюкевич А.И. Численная и экспериментальная идентификация процесса сцепления колес локомотива с рельсами: дис. - канд. техн. наук: 05.22.07 / А.И. Костюкевич. – Луганск: 1991. – 232 с.

31. Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов / Под ред. С.М. Захарова. – М.: Интекст, 2004. – 160 с.

32. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: Наукова думка, 1988. – 734 с.

33. Керопян А.М. Развитие теории взаимодействия и обоснование рациональных параметров системы колесо-рельс карьерных локомотивов в режиме тяги: дис. - док. техн. наук: 05.05.06 / А.М. Керопян; Национальный исследовательский технологический университет. 2015. – 233 с.

34. Основы трибологии (трение, износ, смазка). Учебник для технических вузов / Под ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Центр «Наука и техника», 1995. – 778 с.

35. Озябкин А.Л. Развитие теории и методов динамического мониторинга фрикционных систем железнодорожного транспорта: автореф. дис. - док. техн. наук: 05.02.04 / А.Л. Озябкин; 2014. – 43 с.

36. Праведников И.С. Контактное взаимодействие твердых тел с учетом давления, температуры и твердости / И.С. Праведников // Нефтегазовое дело, 2005. – С. 1-11.

37. Колесников И.В. Системный анализ и синтез процессов, происходящих в металлополимерных узлах трения фрикционного и антифрикционного назначения: дис. - док. техн. наук: 05.02.04 / И.В. Колесников, 2016. – 394 с.

38. Лужнов Ю.М. Сцепление колес с рельсами. Природа и закономерности / Ю.М. Лужнов. – М.: Интекст, 2003. – 144 с.

39. Kovtanets M. Method of thermo-energy gas separation for adaptive temperature regulation in friction contact of railway brakes / M. Kovtanets, O. Prosvirova, V. Nozhenko, T. Kovtanets / Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means 2021 (Part I), October 06-08, Kaunas, Lithuania. 2021. – P. 350-353.

40. 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.

41. Патент на корисну модель № 141062 В61С 15/04 (2006.01) Спосіб безконтактного керування фрикційною взаємодією у трибологічному двоточковому контакті колеса з рейкою / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Ноженко О.С., Ковтанець Т.М., Просвірова О.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2019 07750; заявл. 09.07.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл.№ 6. – 2 с.

42. Патент на корисну модель № 141966 В61К 3/00 (2020.01) Спосіб зменшення зносу бічної поверхні рейок і гребенів коліс залізничного транспортного засобу / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Ноженко О.С., Ковтанець Т.М., Кравченко К.О., Просвірова О.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – у 2019 08358; заявл. 16.07.2019; опубл. 12.05.2020, Бюл.№ 9. – 2 с.

43. Gorbunov M. Development of the theory and methodology of controlling the local tribological contact thermomechanical loading / M. Gorbunov, M. Kovtanets, A. Kostyukevich, V. Nozhenko, G. Vaičiūnas, S. Steišūnas // Proceedings of the 22nd International Scientific Conference. Transport Means 2018, 03-05 October, Trakai, Lithuania. 2018. – P. 1383-1388.

44. Патент на корисну модель № 141965 В61С 15/10 (2006.01) Спосіб збільшення енергозбереження на залізничному транспорті / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Бурейка Г., Ковтанець Т.М., Герліці Ю., Просвірова О.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – у 2019 08354; заявл. 16.07.2019; опубл. 12.05.2020, Бюл.№ 9. – 2 с.

45. Голубенко О.Л. Обґрунтування граничної швидкості ковзання колісних пар при експлуатації локомотивів / О.Л. Голубенко, Є.М. Шапран // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. – 2008. – № 2. – С. 7-17.

46. Чичинадзе А.В. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.

47. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении / А.В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1967. – 213 с.

48. Коссов Е.Е. Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов: [монография] / Е.Е. Коссов, Е.Н. Шапран, В.В. Фурман – ВНУ им. В.Даля, 2006. – 280 с.

49. Михин Н.М. Внешнее трение твердых тел / Н.М. Михин. – М.: Наука, 1977. – 222 с.

50. Спицын М.А. Физическая природа сцепления колес с рельсами и способы повышения коэффициента сцепления / М.А. Спицын. – М.: Трансжелдориздат, 1961. – Вып. 212. – С. 34-36.

51. Вербек Г. Современное представление о сцеплении и его использовании / Г. Вербек // Железные дороги мира. – 1974. – № 4. – С. 23-53.

52. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

53. Крагельский И.В. Современные методы прогнозирования износа узлов трения / И.В. Крагельский, В.С. Комбалов, А.Р. Логинов. – М.: ГОСИНТИ, 1979. – 31 с.

54. Каменев И.И. Эффективное использование песка для тяги поездов / И.И. Каменев. – М.: Транспорт, 1968. – Вып. 336. – 86 с.

55. Лужнов Ю.М. Физические основы и закономерности сцепления колес локомотивов с рельсами: дис. ... док. техн. наук / Ю.М. Лужнов. – М., 1978. – 403 с.

56. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом / А.Л. Голубенко. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999. – 476 с.

57. Боуден Ф.П. Трение и смазка твердых тел / Ф.П. Боуден, Д. Тейбор. – М.: Машиностроение, 1968. – 543 с.

58. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, – 1989. – 510 с.

59. Косиков С.И. Фрикционные свойства железнодорожных рельсов / С.И. Косиков – М.: Наука, – 1967. – 112 с.

60. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению / С.В. Пинегин – М.: Машиностроение, 1969. – 243 с.

61. Пинегин С.В. Трение качения в машинах и приборах / С.В. Пинегин – М.: Машиностроение, 1976. – 262 с.

62. Глушко М.И. Взаимодействие колесной пары с рельсами / М.И. Глушко. – Транспорт. – 2008. № 3. – С. 66-68.

63. Исаев И.П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И.П. Исаев, Ю.М. Лужнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 238 с.

64. Kalker J.J. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction // *Doct. Thes. Delft Universiti.* – 1967. – P. 160.
65. Kalker J.J. Review of wheel-rail rolling contact theories – Chicago: Contact. Winter Annunet. Amer.Soc.Mech.Eng., – Nov.16-21, – 1980.
66. Kalker J.J. Some New Results in Rolling contact / J.J. Kalker, J. Piotrowski // *Vehicle Syst. Dyn.* – 1989. – Vol. 18. – P. 223-242.
67. Kalker J.J. Review of Wheel Rail Rolling Contact Theories // *In The General Problem of Rolling Contact // Transactions of American Society of Mechanical Engineers, Applied Mechanic Division,* – 1980, – Vol. 40. – P. 77 92.
68. Kalker J.J. Simplified Theory of Rolling Contact // *Delft Progress Report. University of Technology. The Netherlands.* – Vol. 1. 1973. – P. 1-10.
69. Kalker J.J. Survey of Wheel-Rail Rolling Contact Theory// *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility,* 1979. – P. 317-358.
70. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом / А.Л. Голубенко. – К.: ВИПОЛ, 1993. – 448 с.
71. Гольдштейн Р.В. Вариационный метод решения пространственных контактных задач с проскальзыванием и сцеплением // Р.В. Гольдштейн, А.Ф. Зазовский, А.А. Спектор, Р.П. Федоренко. – М.: Ин-т пробл. мех. 1980. – 42 с.
72. Гольдштейн Р.В. Решение пространственных контактных задач качения с проскальзыванием и сцеплением вариационным методом // Р.В. Гольдштейн, А.Ф. Зазовский, А.А. Спектор, Р.П. Федоренко. – М.: Ин-т пробл. мех. 1979. – 68 с.
73. Carter F.W. On the action of locomotive driving wheel // *Proceedings of Royal Society of London. Ser. A.* 1926. V. 112. – P. 151-157.
74. Zaazaa K.E. Review of Joost Kalkers wheel-rail contact theories and their implementation in multibody codes / K.E. Zaazaa, A.L. Schwab // *In Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, DETC2009.* (Aug 30 U-Sep 2, 2009), San Diego. CA.

75. Vollebregt E.H. Assessing the accuracy of different simplified frictional rolling contact algorithms / E.H. Vollebregt, S.D. Iwnicki, G. Xie, P. Shackleton // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2012. – P. 1-17.

76. Самме Г.В. Вопросы теории сцепления / Г.В. Самме // *Науч. труды Всесоюз. заоч. ин-т инж. транспорта*. – М.: 1977. – Вып.88. – С. 14-42.

77. Самме Г.В. Закономерности силы трения контакта колесо-рельс в режиме тяги локомотива / Г.В. Самме: дис. ... докт. техн. наук. – М.: 1986. – 286 с.

78. Самме Г.В. О зависимости предельной силы тяги по сцеплению локомотива от скорости движения / Г.В. Самме // *Труды ВЗИИТА*. – М.: 1969. – Вып. 37. – С. 113-123.

79. Самме Г.В. О реологических свойствах фрикционного контакта / Г.В. Самме. – М.: Наука: Вопросы трения и проблемы смазки. 1968. – С. 140-144.

80. Голубенко А.Л. Алгоритм решения контактной задачи при произвольном расположении колесной пары относительно рельсовой колеи / А.Л. Голубенко, А.И. Костюкевич. – Х.: 1989. – Вып. 21. – С.33-37.

81. Гойхман Л.В. К прогнозированию коэффициента сцепления колеса с рельсом / Л.В. Гойхман, А. Дронов. – М. 1980. *Труды АКХ*. – № 175. – С. 98-108.

82. Chen H. Adhesion between rail/wheel under water lubricated contact / H. Chen, T. Ban, M. Ishida, T. Nakahara. *Wear* 253. 2002. – P. 75-81.

83. Chen H. Analysis of adhesion under wet conditions for three-dimensional contact considering surface roughness / H. Chen, M. Ishida, T. Nakahara. *Wear* 258, 2005. – P. 1209-1216.

84. Wu B. Numerical investigations into the effects of oil contamination and surface roughness on wheel-rail adhesion / B. Wu, Z. Wen, H. Wang, X. Jin // *American Scientific Publishers*, Vol. 4, 2011. – P. 2246-2250.

85. Костюкевич А.И. Численная и экспериментальная идентификация процесса сцепления колес локомотива с рельсами: дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Костюкевич Александр Иванович. – Луганск, ВМИ, 1991. – 230 с.

86. Niccolini E. Progression of the stick/slip zones in a dry wheel-rail contact: updating theories on the basis of tribological reality / E. Niccolini, Y. Berthier // Proceedings 29th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, – Leeds, United Kingdom, Tribology series, Elsevier 2002.

87. Niccolini E. Wheel-rail adhesion: laboratory study of «natural» third body role on locomotives wheels and rails / E. Niccolini, Y. Berthier. *Wear* 258, 2005. – P. 1172–1178.

88. Renouf M. Third-body flow during wheel-rail interaction / M. Renouf, A.Saulot, Y. Berthier // III European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering C.A. Mota Soares et.al. (eds.) Lisbon, Portugal, 5-8 June 2006

89. Губачева Л.А. Сцепление колес с рельсами / Л.А. Губачева, В.В. Гладушин, Т.Г. Захаров // Вісник СНУ ім. В. Даля. № 2(156), Ч. 2. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2011.

90. Тепляков А.Н. Математическое моделирование взаимодействия колесных пар тягового подвижного состава с рельсами / А.Н. Тепляков // Материалы девятого краевого конкурса-конференции молодых ученых и аспирантов (17 янв. 2007 г.) – Х.: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2007. – С. 55-69.

91. Исаев И.П. Коэффициент сцепления как результат реализации нестационарного случайного процесса сцепления колес локомотива с рельсами / И.П. Исаев. – М.: Железные дороги мира. 1972. № 7. – С. 3-12.

92. Исаев И.П. Случайные факторы и коэффициент сцепления / И.П. Исаев. – М.: Транспорт, 1970. – 184 с.

93. Pytko S. Application of the method of analysis of dimensionalities to study of wear and adhesion in the wheel-rail contact / S. Pytko, K. Furmanik // *Journal of Friction and Wear*, 2008, Vol. 29, № 4. – P. 314-317.

94. Fromm H. Calculation of the slipping in the case of rolling deformable bars (German) / H. Fromm. ZAMM V7N1 (1927).
95. Экспериментальная проверка теории контакта колесо-рельс: Сообщение БЭИ МСЖД //Железные дороги мира. 1977. – № 6. – С. 77-78.
96. Frederich F. Schlupfmessung als Teilproblem zur automatischen Zug – und Bremskraftregulung von Schienenfahrzeugen / F. Frederich // ZEV – Glasers Annalen. 1969. V. 93, H.12. – P. 366-370.
97. Haines D.J. Contact stress distributions on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces / D.J. Haines, E. Ollerton // Proc. of Inst. Mech. Eng. London. 1963. – P. 45-54.
98. Knothe K. A method for the analysis of the tangential stresses and the wear distribution between elastic bodies of revolution in roiling contact / K. Knothe, H. Le-The // Inr. J. Solids Structures 21. 1985. – P. 889-906.
99. Krettek O. Wo stehen wir inder Erforschung des Kraftschlusses / O. Krettek // ZEV-Glssers Annalen. 1973. – V.97. H.1. – P.19-28.
100. Yun T.S. Fundamental study of thermal conduction in dry soils / T.S. Yun, J.C. Santamarina // Granular Matter 10, 2008. – P. 197-207.
101. Kalker J.J. The tangential force transmitted by two elastic bodies rolling over each other with pure creepage / J.J. Kalker // Wear 11, 1968. – P. 421-430.
102. Johnson K.L. The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane / K.L. Johnson // J. Afipl. Me&., A5. 1958. – P. 339.
103. Kalker J.J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact (FASTSIM program) / J.J. Kalker // Vehicle Systems Dynamics, 1982. – Vol. 11. – P. 1-13.
104. Piotrowski J. Kalker's algorithm Fastsim solves tangential contact problems with slip-dependent friction and friction anisotropy / J. Piotrowski // Vehicle System Dynamics, 48:7. 2010. – P. 869-889.

105. Погорелов Д.Ю. Модификация алгоритма FastSim решения задачи контакта колеса и рельса / Д.Ю. Погорелов, В.Н. Языков. – Брянск, Вестник БГТУ, №2 (2). 2004. – С. 103-109.

106. Zhou Y. Real-time modeling of wheel-rail contact laws with system-on-chip / Y. Zhou, T.X. Mei, S. Freear // Transactions on parallel and distributed systems. Vol. 21, № 5, May 2010, – P. 672-684.

107. Vollebregt E. FASTSIM2: a second-order accurate frictional rolling contact algorithm / E. Vollebregt, P. Wilders // Computational Mechanics; Jan 2011, Vol. 47, Issue 1, – p. 105.

108. Kalker J.J. Some new results in rolling contact / J.J. Kalker, J. Piotrowski // Vehicle System Dynamics, 18. 1989. – P. 223-242.

109. Rovira A. Application of Fastsim with variable coefficient of friction using twin disc experimental measurements / A. Rovira // Wear 2011 doi:10.1016/j.wear. 2011.08.019.

110. Giménez J. Introduction of a friction coefficient dependent on the slip in the Fastsim algorithm / J. Giménez, A. Alonso, and E. Gómez // Veh. Syst. Dyn. 43, 2005. – P. 233-244.

111. Ohyama T. Some basic studies on the influence of surface contamination on adhesion force between wheel and rail at higher speeds / T. Ohyama // Quarterly Report of Railway Technical Research Institute. Vol. 30, 1989. – P. 127-135.

112. Piotrowski J. A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations / J. Piotrowski, W. Kik // Vehicle System Dynamics, 46: 1-2, 2008. – P. 27-48.

113. Kalker J.J. A simplified theory for non-Hertzian contact / J.J. Kalker // (SIMPLE program) SWETS&ZEITLINGER B.V.: Lisse, Proceedings, 8th IAVSD Symposium, MIT/Cambridge MA. 15-19August, 1983. – P. 295-302.

114. Quost, X. Assessment of a semi Hertzian method for determination of a wheel-rail contact patch / X. Quost, M. Sebes, J.B. Ayasse, H. Chollet, P.E. Gautier, F. Thouverez // Vehicle System Dynamics, 44 (10), – P. 789-814.

115. K. Knothe Method for the analysis of the tangential stresses and the wear distribution between two elastic bodies of revolution in rolling contact / K. Knothe, H. Le-The // *Int. J. Solids Structures* Vol. 21, №. 8. 1985. – P. 889-906.

116. Kalker J.J. Survey of wheel rail rolling contact theory / J.J. Kalker // *Vehicle System Dynamics. State-of-the-Art Paper, IUTAM-IAVSD Symposium, Berlin, Vol. 5, 1979.* – P. 317-358.

117. Kalker J.J. The computation of three – dimensional rolling contact with dry friction / J.J. Kalker // *Int. J. Num. Meth. Engng. ik.* 1979. – P. 1293-1307.

118. Kalker J.J. The principle of virtual work and its dual for contact problems / J.J. Kalker // *Ingenieur-Archiv* 56, 1986. – P. 453-467.

119. Рит М. Наноконструирование в науке и технике. Введение в мир нанорасчета / М. Рит. – М.; Ижевск: RCD, – 2005. – 159 с.

120. Рудяков З.З. Перекачивание цилиндрических тел при учете силы трения сцепления / Рудяков З.З. – М.: Научные труды Днепропетровск. ин-т. инж. ж. д. транспорта. 1958. – Вып. 26. – С. 322-335.

121. Barwell F.T. The tribology of wheel on rail / F.T. Barwell // *Tribology International.* – 1974. – N4. – P. 146-150.

122. Kalker J.J. Three dimensional elastic bodies in rolling contact / J.J. Kalker // *Dordrecht. London.: Kluwer Academic Publishers, 1990.* – P. 314.

123. Голубенко А.Л. Алгоритм решения контактной задачи при произвольном расположении колесной пары относительно рельсовой колеи / А.Л. Голубенко, А.И. Костюкевич. – Х.: 1989, – Вып. 21. – С. 33-37.

124. Li L.Z. The computation of wheel-rail conformal contact / L.Z. Li, J.J. Kalker // *Proceedings of the 4th World Conference on Computational Mechanics, 29 June-2 July, Buenos Aires, Argentina. 1998.*

125. Bucher F. Normal and tangential contact problem of surfaces with measured roughness / F. Bucher, K. Knothe, A. Theiler // *Wear.* – 2002. – Vol. 253, iss. 1-2. – P. 204-218.

126. Tombergera C. Friction in wheel-rail contact: A model comprising interfacial fluids, surface roughness and temperature / C. Tombergera, P. Dietmaier, W. Sestro, K. Six // *Wear* 271, 2011. – P. 2-12.

127. Polach O. A fast wheel-rail forces calculation computer code / O. Polach // *Vehicle Syst. Dyn. Suppl.* 33. 1999. – P. 728-739.

128. Polach O. Influence of locomotive tractive effort on the forces between wheel and rail / O. Polach // *Selected papers from the 20th International Congress of Theoretical and Applied mechanics held in (Chicago, 28 August - 1 September 2000)*, *Vehicle System Dynamics Supplement*, 35. 2001. – P. 7-22.

129. Костюкевич А.И. Автоматизированная измерительно-моделирующая стендовая установка «машина трения» для исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» / А.И. Костюкевич, Н.И. Горбунов, Е.А. Кравченко, С.В. Попов, В.С. Ноженко, М.В. Ковтанец // *Сб. научных трудов X Междун. конф. «Трибология и надежность» 27-30 октября 2010 г.* – Санкт-Петербург, 2010. – С. 165-174.

130. Костюкевич А.И. Экспериментальное исследование характеристик сцепления в контакте «колесо-рельс» при наличии промежуточной среды // А.И. Костюкевич, И.А. Таран, М.В. Ковтанец, В.С. Ноженко // «Автомобіле та тракторобудування». *Вісник НТУ «ХП»*, 56, 2011. – С. 56-62.

131. Godet M. The 3-rd body approach: a mechanical view of wear / M. Godet // *Wear* 100, 1984. – P. 437-452.

132. Berthier Y. The role and effects of the third body in the wheel-rail interaction / Y. Berthier, S. Descartes, M. Busquet, E. Niccolini, C. Desrayaud, L. Baillet, M.C. Baietto-Dubourg // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 27(5): 2004. – P. 423-436.

133. Хокни Р. Численное моделирование методом частиц / Р. Хокни, Дж. Иствуд. – М.: Мир, 1987. – 640 с.

134. Descartes S. A new mechanical-electrical approach to the wheel-rail contact / S. Descartes, M. Renouf, N. Fillot, B. Gautier, A. Descamps, Y. Berthier, Ph. Demanche // *Wear* 265 (2008). – P. 1408-1416.

135. Renouf M. Coupling electrical and mechanical effects in discrete element simulations / M. Renouf, N. Fillot // *Int. J. Numer. Meth. Engng* 74, 2008. – P. 238-254.
136. Popov V.L. Friction coefficient in rail-wheel contacts as a function of material and loading parameters / V.L. Popov, S.G. Psakhie, E.V. Shilko, A.I. Dmitriev, K. Knothe, F. Bucher, M. Ertz // *Physical Mesomechanics* 53, 2002. – P. 17-24.
137. Ertz M. Micro- and nanoscale modelling of dry friction with application to the wheel/rail contact / M. Ertz, K. Knothe, V.L. Popov, S.G. Psakhie // *Proc. Appl. Math. Mech.* 4, 2004. – P. 254-255.
138. Bucher F. Multiscale simulation of dry friction in wheel/rail contact / F. Bucher, A.I. Dmitriev, M. Ertz, K. Knothe, V.L. Popov, S.G. Psakhie, E.V. Shilko // *Wear* 261, 2006. – P. 874-884.
139. Schargott M. Development of surface topography for the rail-wheel contact / M. Schargott, V.L. Popov, A.I. Dmitriev, S.G. Psakhie // *Wear* 265, 2008. – P. 1542-1548.
140. Коган А.Я. Взаимодействие колеса и рельса при качении / А.Я. Коган // *Вестник ВНИИЖТ.* – № 5, 2004. – С. 33-40.
141. SU 991253 Устройство для исследования трения цилиндрических образцов / Днепропетровский государственный университет, Днепропетровск, Украина. (В.И. Моссаковский, В.В. Петров, А.В. Сладковский,) 2954035/25-28 09.07.1980. Publ. 09.07.1980. – 2 p.
142. Smilsson S. Grahsmatt for adhesion / S. Smilsson // *Jaznassteknik* 37, № 3, 1969. – P. 65-71.
143. Меншутин Д.К. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях // Д.К. Меншутин. – М. Трансжелдориздат. Наун. труды Всесоюз. н.-и. ин-т ж.д. транспорта. Вып.188, 1960. – С. 113-132.

144. Меншутин Н.Н. Зависимость между силой сцепления и скоростью скольжения колесной пары локомотива// Н.Н. Меншутин. – М.: Вестник ВНИИЖТ. N7, 1990. – С.12-16.

145. Frederich F. Kraftclubbeanspruchungen am schragrollenden Schienefahrzeugrad / F. Frederich // ZEV-Glasers Annalen 94. Nr 2/3, 1970. – P. 86-94.

146. Jondgston C.F. Locomotive traction – creep studies / C.F. Jondgston, G.S. Jtami // Traction of the ASME G. Eng. Ind. – 1980, v.102, № 3, – p.110-116.

147. Barwell F.T. Wheel to rail adhesion / F.T. Barwell // Int. Sympos. on cont. mechanics and wear of rail/wheel system.IS of R/WR 1982.

148. Barwell F.T. The tribology of wheel on rail / F.T. Barwell // Tribology International. N4, 1974. – P. 146-150.

149. Nagase K. Adhesion between the rails and running wheels on main lines – results of investigations by slipping adhesion test bogie / K. Nagase // Railway Technical Research Institute/Tetsudo Gijutsu Kenkyujo. Vol. 30, 1989. – P. 97-105.

150. Nagase K. An investigation into slipping adhesion between rail and wheels / K. Nagase // Railway Technical Research Institute/Tetsudo Gijutsu Kenkyujo. Vol.51, 1985. – P. 3413-3418.

151. Barwell F.T. First interim report on investigation of rail type adhesion for the British Commission / F.T. Barwell, B.G. Woolacott. L. – 1955.

152. Barwell F.T. Second interim report on investigation of railtyre adhesion for the British Commission / F.T. Barwell, B.G. Woolacott. L. –1956.

153. Cap J. Modelove vysetreni zavislosti sklurovych characteristic selesnich dvojkoli, pri zhenach nahravoveho tlaku a jejich frekvenct / J. Cap // Sbornic VSD, a VUD. – №.54, 1973. – P. 79.

154. Моссаковский В.И. О перекачивании упругих цилиндров / В.И. Моссаковский // Труды III Всесоюзного математического съезда: Прикладная математика и механика. Т.23. Т.1. – Вып. 5, 1959. – С. 989-990.

155. Марков Д.П. Взаимосвязь коэффициента трения с проскальзыванием в условиях взаимодействия колеса с рельсом // Д.П. Марков. – М.: Вестник ВНИИЖТ. – № 3, 2003. – С. 31-33.

156. Костюкевич А.И. Обзор моделей фрикционного взаимодействия колес с рельсами [электронный ресурс] / А.И. Костюкевич, И.А. Цыгановский // Наукові вісті Далівського університету: зб. наук. праць. – Луганськ, 2012. – № 8. – Режим доступу до журн. http://archive.nbu.gov.ua/e-journals/Nvdu/2012_8/z12kaiksr.htm

157. Моделирование динамики ж/д экипажей. Руководство пользователя ПО Универсальный механизм [электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: http://www.universalmechanism.com/download/70/rus/08_um_loco.pdf

158. Кашура А.Л. Оценка тягово-сцепных качеств локомотивов на стадии проектирования и модернизации с учетом динамических особенностей их движения по рельсовому пути: дисс. ... канд. техн. наук :05.22.07 / Кашура А.Л. – Луганск, 1995. – 207 с.

159. Минов Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей / Д.К. Минов // М.: Транспорт, 1965. – 268 с.

160. Голубенко А.Л. Модель фрикционного контакта «колесо-рельс» / А.Л. Голубенко, А.И. Костюкевич, И.А. Цыгановский // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2012. – № 5 (176). – С. 7-12.

161. Ковтанець М.В. Вибір моделі зчеплення для моделювання динамічної поведінки локомотивів / М.В. Ковтанець, І.О. Цигановський, О.В. Сергієнко, В.С. Ноженко, Т.М. Ковтанець // Вісник СХУ ім. В. Даля, № 5 (275), 2022. – С. 58-64.

162. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 49477 від 03.06.2013 (заявка № 49798 від 01.04.2013) «Комп'ютерна програма VDEUNU КОНТАСТ» / Голубенко О.Л., Горбунов М.І., Костюкевич О.І., Цигановський І.О., Ноженко О.С., Просвірова О.В.

163. Горбунов Н.И. Энергетическое воздействие двухфазного потока на зону контакта движущего колеса с рельсом – метод управления сцепными характеристиками локомотива: Монография. / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Т.Н. Ковтанец – Одесса: КУПРИЕНКО СВ, 2019. – 181 с.

164. Iwnicki S. Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation / S. Iwnicki // *Vehicle System Dynamics*, 30:3-4, 1998. – P. 295-313.

165. Gorbunov M.I. Prediction of tractive and dynamic performance of locomotives by simulation modeling / M.I. Gorbunov, M.V. Kovtanets, O.V. Serhiienko, T.M. Kovtanets, V.S. Nozhenko. – Severodonetsk: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2021. – 94 p.

166. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия / И.Г. Горячева // Отв. ред. А.Ю. Ишлинский. – М.: Наука, 2001. – 478 с.

167. Основы трибологии (трение, износ, смазка). Учебник для технических вузов / Под ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Центр «Наука и техника», 1995. – 778 с.

168. Бокий И.Б. Численный подход к решению контактной задачи взаимодействия двух упругих тел с учетом трения и истории нагружения / И.Б. Бокий. – Вестник ЯГУ. – Том 3, 2006. – С. 65-70.

169. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом / А.Л. Голубенко. – К.: ВИПОЛ, 1993. – 448 с.

170. Knothe K. Determination of temperatures for sliding contact with applications for wheel-rail systems / K. Knothe, S. Liebelt // *Wear*. Vol. 189, N 1/2, 1995. – P. 91-99.

171. Shackleton P. Comparison of wheel-rail contact codes for railway vehicle simulation: an introduction to the Manchester Contact Benchmark and initial results / P. Shackleton, S.D. Iwnicki // *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46(1), 2008. – P. 129-149.

172. Polach O. Creepforces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit / O. Polach // *Wear*, Vol. 258, Issues 7-8, 2005. – P. 992-1000.

173. Hertz H. Uber die berührung fester elastischer körper / H. Hertz. – *Jerne und angewandte Mathematik*. Bd.92, 1881. – P. 156-171.

174. Barbinta C.I. The influence of the rail inclination and lateral shift on pressure distribution in wheel-rail contact / C.I. Barbinta, S. Cretu. – *ACTA Tribologica*, Vol.18, 2010. – P. 12-18.

175. Карслоу Г. Теплопроводность твердых тел / Г. Карслоу, Д. Егер. – М: Наука, 1964. – 488 с.

176. Gorbunov M. Reducing the wheel-rail system wear intensity with thermomechanical impact / M. Gorbunov, M. Kovtanets, G. Bureika, T. Kovtanets // *Proceedings of the 23rd International Scientific Conference. Transport Means 2019*, 02-04 October, Palanga, Lithuania. 2019. – P. 1260-1265.

177. Gorbunov M. Development of the theory and methodology of controlling the local tribological contact thermomechanical loading / M. Gorbunov, M. Kovtanets, A. Kostyukevich, V. Nozhenko, G. Vaičiūnas, S. Steišūnas // *Proceedings of the 22nd International Scientific Conference. Transport Means 2018*, 03-05 October, Trakai, Lithuania. 2018. – P. 1383-1388.

178. Kostyukevich A. Friction interaction management in two-point «wheel-rail» tribocontact / A. Kostyukevich, N. Gorbynov, V. Nozhenko, M. Kovtanets, I. Tsiganovski // *Silesian University of Technology Faculty of Transport (Poland)*. – *Transport Problems*, Volume 7, Issue 3, 2012. – P. 53-59.

179. Патент України №82903 на корисну модель Стенд для дослідження зчеплення колеса з рейкою та випробування елементів буксового ресорного підвішування МПК (2006.01) G01M 1/04 / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Кравченко К.О., Кара С.В., Просвірова О.В., Горбунов М.М.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u201214566; заявл. 19.11.2012; опубл. 27.08.2013, Бюл. № 16. – 3 с.

180. Патент України №82993 на корисну модель Спосіб підвищення зчеплення та запобігання боксуванню (юзу) у контакті «колесо-рейка» МПК (2006.01) B61C 15/10 / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Бойко Г.О., Вітренко

В.О., Чернишова Я.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u201301722; заявл. 13.02.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. № 16. – 4 с.

181. Патент України №85929 на корисну модель Пристрій для запобігання буксуванню (юз) коліс локомотива по рейках МПК (2006.01) B61C 15/10 / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Могила В.І., Слащов В.А., Просвірова О.В., Козакова О.С.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u201305893; заявл. 13.05.2013; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 23. – 3 с.

182. Патент України №141636 на корисну модель B61C 15/10 (2006.01) Спосіб підвищення безпеки залізничного транспортного засобу / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Бурейка Г., Ковтанець Т.М., Герлиці Ю., Просвірова О.В., Коротенко Б.М.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2019 08447; заявл. 17.07.2019; опубл. 27.04.2020, Бюл.№ 8. – 3 с.

183. Горбунов Н.И. Экспериментальное обоснование выбора эффективного метода повышения сцепления в системе «колесо-рельс» / Н.И. Горбунов, В.А. Слащёв, М.В. Ковтанец, Е.А. Кравченко // Залізничний транспорт України. – 2012. – № 3/4. – С. 48-51.

184. Gorbunov M. Experimental study of the limit-maximum adhesion coefficient / M. Gorbunov, M. Kovtanets, T. Kovtanets / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020. – P. 382-386.

185. Ковтанець М.В. Шляхи покращення тягових і динамічних показників локомотива / М.В. Ковтанець, С.В. Кузьменко, В.С. Ноженко, О.В. Сергієнко, А.О. Клиماش, Т.М. Ковтанець // Вісник СНУ ім. В. Даля, № 4 (268), 2021. – С. 53-58. DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2021-268-4-53-58>

186. Kovtanets M. Substantiation of the effectiveness of the jet-abrasive impact on the rails to improve the frictional properties of the «wheel-rail» contact / M. Kovtanets, O. Serhienko, V. Nozhenko, D. Marchenko, A. Klimash, T. Kovtanets / Proceedings of 26th International Scientific Conference. Transport Means 2022 (Part II), October 05-07, Kaunas, Lithuania. 2022. – P. 677-681.

187. Патент на корисну модель № 143439 В61С 15/08 (2006.01) Спосіб управління зчепленням коліс тягового транспортного засобу з рейками / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Ковтанець Т.М., Балковська Г.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2020 01648; заявл. 10.03.2020; опубл. 27.07.2020, Бюл.№ 14. – 2 с.

188. Патент на корисну модель № 143441 В61С 15/08 (2006.01) Спосіб імпульсної подачі абразивного матеріалу під колеса локомотива / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Ковтанець Т.М., Кічкіна О.І., Балковська Г.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2020 01655; заявл. 10.03.2020; опубл. 27.07.2020, Бюл.№ 14. – 2 с.

189. Kovtanets M.V. The creative solution to improve the locomotive traction and efficiency / M.V. Kovtanets, E.O. Kravchenko, O.V. Sergienko, V.S. Nozhenko, M.A. Keremet, O.V. Prosvirova, T.M. Kovtanets // Вісник СНУ ім. В. Даля, № 3 (273), 2022. – С. 87-92. DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2022-273-3-87-92>

190. Горбунов Н.И. Энергетическое воздействие двухфазного потока на зону контакта движущего колеса с рельсом – метод управления сцепными характеристиками локомотива: Монография. / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Т.Н. Ковтанец – Одесса: КУПРИЕНКО СВ, 2019. – 181 с. ISBN 978-617-7414-82-6

191. Ковтанець М.В. Проведення теоретико-експериментальні дослідження щодо впливу динамічних навантажень на коефіцієнт зчеплення / М.В. Ковтанець, О.В. Сергієнко, Д.М. Марченко, В.С. Ноженко, Т.М. Ковтанець // Наукові вісті Далівського університету, № 23, 2022. Електронне наукове фахове видання. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2022-23-10>

192. Nozhenko V. Method for determining the linear velocity of a locomotive development / V. Nozhenko, M. Kovtanets, O. Sergienko, O. Prosvirova, T. Kovtanets, G. Boyko, S. Semenov / Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means 2021 (Part III), October 06-08, Kaunas, Lithuania. 2021. – P. 994-998.

193. Могила В.І. Поетапне продовження життєвого циклу тягового рухомого складу / В.І. Могила, М.В. Ковтанець, М.В. Гупалов, Т.М. Ковтанець, М.М. Вакулік // Наукові вісті Далівського університету, № 21, 2021. Електронне наукове фахове видання. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-21-14>

194. Mogila V. To the emergency stop of the train in case of derailment / V. Mogila, M. Kovtanets, T. Kovtanets, M. Vakulik // Наукові вісті Далівського університету, № 22, 2021. Електронне наукове фахове видання. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-22-7>

195. Mogila V. Safe operation of trains with a device for controlling the position of the wheelset on the rail track / V. Mogila, M. Kovtanets, O. Sergienko, T. Kovtanets // Наукові вісті Далівського університету, № 22, 2021. Електронне наукове фахове видання. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-22-8>

196. Mogyla V.I. The use of the multivariate antiskid sensor to gain maximum trailed load of the rolling stock / V.I. Mogyla, M.O. Morneva, M.V. Kovtanets // Вісник СНУ ім. В. Даля, № 5 (275), 2022. – С. 55-57.

197. Патент на корисну модель № 149844 В61С 15/04 (2006.01) Спосіб безконтактного керування фрикційною взаємодією у двоточковому контакті колеса з рейкою / Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Сергієнко О.В., Кузьменко С.В., Ковтанець Т.М., Просвірова О.В., Гирман Р.М.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2021 03927; заявл. 06.07.2021; опубл. 08.12.2021, Бюл.№ 49. – 2 с.

198. Патент на корисну модель № 149845 В61С 15/04 (2006.01) Пристрій безконтактного керування фрикційною взаємодією у двоточковому контакті колеса з рейкою / Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Сергієнко О.В., Бойко Г.О., Ковтанець Т.М., Вакулік М.М., Колесник О.Ю.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2021 03928; заявл. 06.07.2021; опубл. 08.12.2021, Бюл.№ 49. – 3 с.

199. Gorbunov M.I. Development and evaluation of technical solutions to increase the qualitative level of the locomotive undercarriage / M.I. Gorbunov, M.V.

Kovtanets, O.V. Serhiienko, T.M. Kovtanets. – Severodonetsk: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2021. – 94 p. ISBN 978-617-11-0218-7

200. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. ПБ 10-382-00. М.: НЦ ЭНАС. М. 2011. – 268 с.

201. Просвірова О.В. Визначення впливу потоку набігаючого повітря на тепловіддачу дискового гальма // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». Вип. 31. К.: ДУІТ. 2017. – С. 102-108.

202. Горбунов М.І. Дослідження конвективного теплообміну у залізничному вентилярованому гальмовому диску з урахуванням параметрів руху повітряного потоку / М.І. Горбунов, О.В. Просвірова, В.С. Ноженко, М.В. Ковтанець, К.О. Кравченко // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2015. – № 1 (218). – С. 213-216.

203. Лыков А.В. Теория теплопроводности / А.В. Лыков. Высшая школа, М. 1967. – 599 с.

204. Протасов Б.В. Энергетические соотношения в трибосопряжении и прогнозирование его долговечности / Б.В. Протасов. Изд-во Сарат. ун-та, Саратов. 1979. – 152 с.

205. Беляков Н.С. Неидеальный тепловой контакт тел при трении / Н.С. Беляков, А.П. Носко. Книжный дом «ЛИБРОКОМ», М. 2010. – 104 с.

206. Носко А.Л., Беляков Н.С., Носко А.П. Применение обобщенного граничного условия для решения тепловых задач трения / А.Л. Носко, Н.С. Беляков, А.П. Носко // Трение и износ. Т.30, №6. 2009. – С. 615-625.

207. Справочник по триботехнике. В 3-х т. Т.3. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. Машиностроение, М. 1992. – 730 с.

208. Карслоу Х.С. Теплопроводность твердых тел / Х.С. Карслоу, Д.К. Егер // Наука, М. 1964. – 488 с.

209. Волков И.К. Интегральные преобразования и операционное исчисление / И.К. Волков, А.Н. Канатников. Под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 228 с.

210. Морозова В.Д. Теория функций комплексного переменного / Под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, М. 2000. – 520 с.

211. Патент на корисну модель № 143429 В66D 5/08 (2006.01) Колодкове гальмо / Бойко Г.О., Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Носко П.Л., Либа А.О.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2020 01574; заявл. 05.03.2020; опубл. 27.07.2020, Бюл.№ 14. – 6 с.

212. Патент на корисну модель № 145291 В61Н 7/02 (2006.01) Система гальмування рейкового рухомого складу / Горбунов М.І., Герліці Ю., Ковтанець М.В., Кравченко К.О., Фомін О.В., Ковтанець Т.М., Просвірова О.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2020 04360; заявл. 13.07.2020; опубл. 25.11.2020, Бюл.№ 22. – 2 с.

213. Патент на корисну модель № 145292 В61Н 7/02 (2006.01) Спосіб зниження шуму в контакті гальмівних трибоелементів / Горбунов М.І., Герліці Ю., Кравченко К.О., Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Ковтанець Т.М., Просвірова О.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2020 04362; заявл. 13.07.2020; опубл. 25.11.2020, Бюл.№ 22. – 2 с.

214. Патент на корисну модель № 145462 F16D 65/04 (2006.01) Спосіб підвищення зносостійкості гальмівних локомотивних колодок / Горбунов М.І., Герліці Ю., Ковтанець М.В., Кравченко К.О., Ноженко В.С., Просвірова О.В., Ковтанець Т.М.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2020 04363; заявл. 13.07.2020; опубл. 11.12.2020, Бюл.№ 23. – 3 с.

215. Патент на корисну модель № 145463 В61Н 1/00 Гальмівна колодка / Горбунов М.І., Герліці Ю., Кравченко К.О., Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Ковтанець Т.М., Просвірова О.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2020 04364; заявл. 13.07.2020; опубл. 11.12.2020, Бюл.№ 23. – 2 с.

216. Патент на корисну модель № 146964 В66D 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. – и 2020 06886; заявл. 27.10.2020; опубл. 01.04.2021, Бюл.№ 13. – 3 с.

217. Патент на корисну модель № 147562 В66С 9/08 (2006.01) Ходове колесо / Бойко Г.О., Ковтанець М.В., Савченко М.О.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2020 08385; заявл. 28.12.2020; опубл. 20.05.2021, Бюл.№ 20. – 3 с.

218. Патент на корисну модель № 148711 В66D 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. – и 2021 01878; заявл. 09.04.2021; опубл. 08.09.2021, Бюл.№ 36. – 4 с.

219. Патент на корисну модель № 149121 В66D 5/08 (2006.01) Спосіб контролю гальмівного пристрою / Бойко Г.О., Ковтанець М.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2021 02373; заявл. 05.05.2021; опубл. 20.10.2021, Бюл.№ 42. – 3 с.

220. Патент на корисну модель № 149867 В66D 5/08 (2006.01) Колодка гальмівна / Бойко Г.О., Ковтанець М.В., Носко П.Л., Торопов А.С.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2021 04387; заявл. 28.07.2021; опубл. 08.12.2021, Бюл.№ 49. – 3 с.

221. Патент на корисну модель № 151501 В66С 9/08 (2006.01) Ходове колесо / Бойко Г.О., Ковтанець М.В., Марченко Д.М., Торопов А.С., Яровий М.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 202200304; заявл. 04.08.2022; опубл. 25.01.2022, Бюл.№ 31. – 3 с.

222. Просвірова О.В. Дослідження впливу факторів подачі стисненого повітря у фрикційний контакт на роботу гальмового обладнання / О.В. Просвірова, К.О. Кравченко, М.І. Горбунов // Матеріали II міжнародної науково-практичної інтернет-конференції молодих вчених та студентів (веб-конференція) «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» 22 травня 2015. м. Северодонецьк. 2015. – С. 3-4.

223. Бойко Г.О. Оцінка стабільності величини часу розімкнення колодкового гальма / Г.О. Бойко, М.В. Ковтанець, М.В. Яровий // Наукові вісті Далівського університету, № 22, 2021. Електронне наукове фахове видання. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-22-3>

224. Boyko G. Integral assessment of the technical condition of pad brakes / G. Boyko, M. Kovtanets, I. Medvediev / Proceedings of 26th International Scientific Conference. Transport Means 2022 (Part II), October 05-07, Kaunas, Lithuania. 2022. – P. 937-940.

225. Mogila V. Modeling of the heat transfer process for steam condensation inside the tubes of diesel locomotive radiator sections / V. Mogila, M. Kovtanets, M. Morneva, O. Porkuian, D. Marchenko, T. Kovtanets / Proceedings of 26th International Scientific Conference. Transport Means 2022 (Part II), October 05-07, Kaunas, Lithuania. 2022. – P. 704-707.

226. Просвірова О.В. Підвищення ефективності гальмівної системи залізничного транспортного засобу керуванням охолодженням фрикційних поверхонь: дис. - канд. техн. наук: 05.22.07 / О.В. Просвірова; СНУ ім. В. Даля. – Северодонецьк, 2018. – 149 с.

227. Турков А.И. Исследование, выбор параметров и разработка основ конструирования фрикционной пары дискового тормоза железнодорожного подвижного состава / А.И. Турков / дис. д.т.н.: 05.05.01, 1982. – 349 с.

228. Патент на корисну модель №104536 кл. F16D 13/64 Гальмівний диск / Дьомін Р.Ю., Дьомін Ю.В., Черняк Г.Ю., Мостович А.В., Горбунов М.І., Просвірова О.В., Кравченко К.О., Ковтанець М.В., Ноженко О.С., Кравченко К.О., Байдик О.Ю.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2015 06603; заявл. 06.07.2015; опубл. 10.02.2016, Бюл. № 3. – 4 с.

229. Патент на корисну модель №104546 кл. В61Н 7/00 Дискове гальмо залізничного транспортного засобу / Дьомін Р.Ю., Горбунов М.І., Дьомін Ю.В., Просвірова О.В., Черняк Г.Ю., Ковтанець М.В., Сафронов О.М., Кравченко К.О., Кравченко К.О., Гусєв О.Ю.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2015 06631; заявл. 06.07.2015; опубл. 10.02.2016, Бюл. № 3. – 3 с.

230. Могила В.І. Вдосконалення енергетичних характеристик тепловоза шляхом оптимізації умов охолодження / В.І. Могила, М.В. Ковтанець, Т.М. Ковтанець // Наукові вісті Далівського університету, № 21, 2021. Електронне наукове фахове видання. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-21-15>

231. Mogila V. To the calculation of heat transfer during steam condensation in heat exchanger pipes of the diesel locomotive engine cooling system / V. Mogila, M. Kovtanets, M. Morneva, T. Kovtanets / Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means 2021 (Part III), October 06-08, Kaunas, Lithuania. 2021. – P. 1042-1046.

232. Буйносов А.П. Методы повышения ресурса бандажей колесных пар тягового подвижного состава: дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» / А.П. Буйносов // Екатеринбург: УрГУПС, 2011. – 456 с.

233. Глазунов Д.В. Способы снижения износа колесных пар подвижного состава / Д.В. Глазунов // Известия Уральского государственного горного университета. 2019. Вып. 2(54). – С. 107-114.

234. Сапронова С. Науковий підхід до методів збільшення життєвого циклу колісних пар рухомого складу залізниць / С. Сапронова, В. Ткаченко, Н. Брайковська, Є. Зуб // Збірник наукових праць ДУІТ. Серія «Транспортні системи і технології», 2021. Вип. 38. – С. 164-172.

235. Інструкція з формування, ремонту й утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм. Відомчий нормативний документ 32.0.07.001.2001 (нова редакція). Київ: Державна адміністрація залізничного транспорту України. Укрзалізниця, 2011. – 168 с.

236. Правила технічного обслуговування, ремонту та формування колісних пар вантажних вагонів СТП 04-001:2015, затверджених наказом Державної адміністрації залізничного транспорту України від 11.11.2015 № 483-Ц. К.: Державна адміністрація залізничного транспорту України, 2015.

237. Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар ЦВ-ЦЛ-0062. Київ: Київське ПКТБ по вагонах, 2005. – 103 с.

238. Сапронова С.Ю. Технологічний знос бандажів коліс локомотивів, як фактор впливу на їх ресурс / С.Ю. Сапронова // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2008. №2 (120). – С. 292-295.

239. Сапронова С.Ю. Ресурсозбереження при відновленні коліс рухомого складу залізниць / С.Ю. Сапронова, В.П. Ткаченко, Є.П. Зуб // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. Сєверодонецьк: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2017. №3[233]. – С.183-189.

240. Петров С.Ю. Упрочнение гребней и снижение износа колесных пар / С.Ю. Петров, А.И. Костюкевич, А.А. Рябов // Мир транспорта. – М., 2013. – № 2. – С. 62-68.

241. Ноженко В.С. Оцінка ризиків впровадження перспективних технічних рішень на транспорті / В.С. Ноженко, М.В. Ковтанець, О.В. Сергієнко, Т.М. Ковтанець, М.М. Вакулік // Вісник СНУ ім. В. Даля, № 4 (268), 2021. – С. 82-87. DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2021-268-4-82-87>

242. Kovtanets M. Increasing the energy and environmental efficiency of rolling stock by increasing the resource of the contact surfaces of the «block-wheel-rail» system / M. Kovtanets, O. Serhiienko, V. Nozhenko, V. Kyselov, O. Guida, I. Kiva, T. Kovtanets / Proceedings of 26th International Scientific Conference. Transport Means 2022 (Part II), October 05-07, Kaunas, Lithuania. 2022. – P. 530-538.

243. Патент на корисну модель № 149870 В61С 15/00 (2006.01) Спосіб зменшення опору руху рухомого складу та зниження зносу системи «колесо-рейка» / Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Сергієнко О.В., Кравченко К.О., Бойко Г.О., Ковтанець Т.М., Колесник О.Ю.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2021 04584; заявл. 28.07.2021; опубл. 08.12.2021, Бюл.№ 49. – 2 с.

244. Патент на корисну модель № 149871 В61С 15/00 (2006.01) Пристрій зменшення опору руху рухомого складу та зниження зносу системи «колесо-рейка» / Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Сергієнко О.В., Кузьменко С.В.,

Ковтанець Т.М., Просвірова О.В., Гирман Р.М.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – и 2021 04585; заявл. 28.07.2021; опубл. 08.12.2021, Бюл.№ 49. – 2 с.

245. Naegeli L. Checklist for successful application of tram-train systems in Europe / L. Naegeli, U. Weidmann, A. Nash // *Transportation Research Record (Washington)*, Vol. 2275, 2012. – P. 39-48.

246. Исследование взаимодействия пути и подвижного состава в США [Текст] // *Железные дороги мира*. – 1991. – № 9. – С. 45-48.

247. ISO 50001 Energy management systems – Requirements with guidance for use.

248. Goodall R.M. Mechatronic developments for railway vehicles of the future / R.M. Goodall, W. Kortum // *IFAC Proceedings Volumes, Volume 33, Issue 26, September 2000*. – P. 21-32.

249. Bühler S. Снижение уровня шума в кривых / S. Bühler, B. Thallemer // *Eisenbahn-Revue*, № 2, 2008. – P. 74-78.

250. Dukkipati R.V. Independently rotating wheel systems for railway vehicles: a state of the art review / R.V. Dukkipati, S. Narayana Swamy, M.O.M. Osman // *Vehicle System Dynamics*, 21(1), 1992. – P. 297-330.

251. Kyrylchuk O. High speed stability of a railway vehicle equipped with independently rotating wheels / O. Kyrylchuk, J. Kalivoda, L. Neduzha // *Engineering Mechanics: Proc. of 24th International Conference, 14-17 May 2018. Svratka, 2018*. – P. 473-476. doi: 10.21495/91-8-473.

252. Mikhailov E. A study of improving running safety of a railway wagon with an independently rotating wheel's flange / E. Mikhailov, S. Semenov, H. Shvornikova, J. Gerlici, M. Kovtanets, J. Dižo, M. Blatnický, J. Harušinec // *Symmetry* 2021, 13, 1955. – P. 1-15. <https://doi.org/10.3390/sym13101955>

253. Mikhailov E. The issue of improving of the design of a railway wheelset / E. Mikhailov, S. Semenov, J. Dižo, M. Blatnický, S. Kliuiev, M. Kovtanets // *Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020*. – P. 327-332.

254. Патент на корисну модель № 87418 В60В 17/00 Колесо рейкового транспортного засобу / Михайлов Є.В., Слащов В.А., Горбунов М.І., Мокроусов С.Д., Щербаков В.П., Корюшко М.М., Семенов С.О., Солодовнік М.Д.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u201309109; заявл. 10.07.2013; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 3. – 3 с.

255. Астахов П.Н. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава / П.Н. Астахов. – М.: Транспорт, 1966. – 178 с.

256. Астахов П.Н. Определение основного сопротивления подвижного состава на экспериментальном кольце / П.Н. Астахов, П.П. Стромский // Вестник ВНИИЖТ, 1962. – №2. – С. 27-29.

257. Гребенюк П.Т. Правила тяговых расчетов / П.Т. Гребенюк, А.Н. Долганов, О.А. Некрасов, А.Л. Лисицын и др. // М.: Транспорт, 1985. – 287 с.

258. Коган А.Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А.Я. Коган. – М.: Транспорт, 1997. – 327 с.

259. Комарова А.Н. Влияние характеристик тележек на энергоэффективность грузовых вагонов: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Комарова А.Н.; ПГУПС. – СПб, 2015. – 88 с.

260. Грачева Л.О. Влияние рассеивания энергии в рессорном подвешивании тележек на сопротивление движению грузовых вагонов / Л.О. Грачева, А.А. Худякова // Вестник ВНИИЖТ, 1979. – №3. – С. 37-39.

261. Semenov S. The research of running resistance of a railway wagon with various wheel designs / S. Semenov, E. Mihailov, J. Dižo, M. Blatnický // TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology, LNITI. 2022. – P. 110-119. https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3_11

262. Горбунов Н.И. Обоснование рациональных характеристик мехатронных систем управления положением колесных пар / Н.И. Горбунов, С.А. Ключев, Е.В. Михайлов, С.А. Семенов, М.В. Ковтанец // Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Вип. 35. – К.: ДУІТ, 2020. – С. 69-79. DOI: <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-35-8>

263. Блохин Е.П. Повышенный износ колес и рельсов – важнейшая проблема транспорта / Е.П. Блохин, С.В. Мямлин, Н.И. Сергиенко // Залізничний транспорт України. Техніка і технології, №1, 2011. – С. 10-14.

264. «Третина аварій на «Укрзалізниці» пов'язані з поганим станом рухомого складу» – менеджер. LB.ua. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://lb.ua/economics/2021/10/19/496566_tretina_avariy_ukrzalznitsi.html/

265. Intelligent Transport Systems (ITS) for sustainable mobility. UN, Economic Commission for Europe, UNECE. Geneva, February 2012. – 120 pp.

266. Національна транспортна стратегія України на період до 2030 року. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/430-2018-%D1%80#Text>

267. Богомазова В.М. Аналіз перспективних світових наукових та технологічних напрямів досліджень за Ціллю сталого розвитку № 9 щодо транспортної сфери з використанням інструментів платформ «Web of Science» та «Derwent Innovation»: науково-аналітична записка / В.М. Богомазова, Т.К. Кваша. – К.: УкрІНТЕІ, 2020. – 33 с.

268. Мугинштейн Л.А. Энергооптимальный тяговый расчет движения поезда / Л.А. Мугинштейн, А.Е. Илютович, И.А. Ябко // Вестник ВНИИЖТ 6/2013. – С. 3-13.

269. Saaty T.L. Measurement the fuzziness of sets / T.L. Saaty // Journal of Cybernetics. №4, 1974. – P. 53-61.

270. Сявавко М.С. Інтелектуалізована інформаційна система «Нечіткий експерт» / М.С. Сявавко // Видавничий центр ЛНУ ім. Івана Франка, 2007. – 320 с.

271. Кічкін О.В. Математична формалізація інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху / О.В. Кічкін, О.І. Кічкіна // Наукові вісті Далівського університету. – 2021. – № 20. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvdu_2021_20_6. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-20-4>

272. Kichkin O. General formalization of the intellectual system for the control of the train thrust on the traffic / O. Kichkin, O. Kichkina, S. Kuzmenko, D. Marchenko // Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means 2021 (Part I), October 06-08, Kaunas, Lithuania. 2021. – P. 177-182.

273. Кічкін О.В. Математична формалізація інтелектуальної системи управління тягою поїзда на ділянці руху / О.В. Кічкін, О.І. Кічкіна // Наукові вісті Далівського університету : науковий журнал. Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, № 20. 2021. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-20-4>