

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Дніпровський національний університет залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна

*Кафедра «Локомотиви»*

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри

М. І. Капіца

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

## **ДИПЛОМНА РОБОТА**

на здобуття освітнього ступеня *«магістр»*

Галузь знань *27 Транспорт*

Спеціальність *273 Залізничний транспорт*

Освітньо-професійна програма *Локомотиви та локомотивне господарство*

Тема **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗЧЕПЛЕННЯ ПАРИ «КОЛЕСО-РЕЙКА» ЛОКОМОТИВІВ**

Theme **ENHANCING THE EFFECTIVENESS OF ADHESION CAPACITY OF LOCOMOTIVES**

Керівник дипломної  
роботи

В.Н.Сердюк

Нормоконтролер

Л. В. Колодій

Студент групи ЛГ1921

О.О. Перебийніс

Student

Perebyinis Oleksii

Дніпро, 2020

## Реферат

Дипломна магістерська робота складається з пояснювальної записки та графічної частини. Пояснювальна записка складається з п'яти розділів на 111 ст., налічує 25 ілюстрацій, 13 таблиць та 31 літературне джерело.

Об'єктом дослідження у дипломній магістерській роботі є підвищення ефективності зчеплення пари «колесо-рейка» локомотивів, а предметом - математична модель просторових коливань вантажного тепловоза при русі по ділянках шляху довільного обрису в плані, експериментальні дослідження бічного впливу на шлях рухомого складу при різних трибологічних станах точках контакту коліс рухомого складу з рейками, економічна ефективність технічних рішень з управління трибологічним станом між колесами рухомого складу з рейками.

Метою роботи є дослідження впливу трибологічного стану контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками на взаємодію коліс рухомого складу та колії, а також розробити рекомендації і технічні рішення в області контролю тертя в зонах контактів колеса і рейки із застосуванням рейкозмащувального пристрою, який встановлюється на різні типи рухомого складу.

Розроблені математичні моделі просторових коливань секції руху вантажного тепловоза, що дозволяють враховувати трибологічний стан контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками, досліджено вплив різних варіантів трибологічного стану контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками на взаємодію коліс рухомого складу і рейок.

Запропоновано, на рівні винаходів технічні рішення всепогодного рейкозмащувального пристрою, в тому числі для застосування комбінованої лубрикації, для нанесення різних типів мастильних матеріалів з можливістю установки на різні типи рухомого складу.

Результати роботи можуть бути застосовані при проектуванні нових та модернізації існуючих серій локомотивів.

Ключові слова: МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ТРИБОЛОГІЧНИЙ СТАН, ТЕХНОЛОГІЯ ЛУБРИКАЦІЇ, ПАРА «КОЛЕСО-РЕЙКА», ЗМАЗУЮЧІ ТА МАСТИЛЬНІ МАТЕРІАЛИ, ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	7
1 АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЗАЄМОДІЇ ЗАЛІЗНИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ТА ШЛЯХУ .....	9
1.1 Аналіз досліджень взаємодії залізничного екіпажу і шляху .....	9
1.2 Аналіз досліджень впливу трибологічних стану контактних поверхонь в системі «колесо-рейка» на взаємодію коліс рухомого складу і рейок.....	16
1.3 Дослідження по методах контролю трибологічних стану рейок.....	21
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ ТА ШЛЯХУ .....	29
2.1 Математична модель просторових коливань вантажного тепловоза при русі по ділянках шляху довільного обрису в плані.....	29
2.2 Дослідження впливу трибологічного стану контактних поверхонь між колесами і рейками на взаємодію рухомого складу та колії методом комп'ютерного моделювання.....	44
2.3 Визначення раціональних коефіцієнтів тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками.....	59
2.4 Взаємодія рухомого складу та колії при раціональних коефіцієнтах тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками.....	65
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТРИБОЛОГІЧНОГО СТАНУ В ТОЧЦІ КОНТАКТУ КОЛЕС РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙКАМИ НА ВЗАЄМОДІЮ РУХОМОГО СКЛАДУ ТА ШЛЯХУ .....	69
3.1 Методика експериментальних досліджень .....	69

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Перебийніс				<b>Підвищення ефективності зчеплення пари «колесо-рейка» локомотивів</b>	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Сендюк						5	111
Реценз.						<b>ДНУЗТ, гр. ЛГ1921</b>		
Н. Контр.	Колодій							
Затверд.	Капіца							

3.2	Експериментальні дослідження бічного впливу на шлях рухомого складу при різних трибологічних станах в точках контакту коліс рухомого складу з рейками .....	71
4	ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ З УПРАВЛІННЯ ТРИБОЛОГІЧНИМ СТАНОМ МІЖ КОЛЕСАМИ РУХОМОГО СКЛАДУ І РЕЙКОЮ .....	79
4.1	Концепція і технічні рішення універсального всепогодного рейкозмащувального пристрою .....	79
4.2	Мастильні матеріали для управління трибологічним станом контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками .....	90
4.3	Технологія лубрикація рейок тяговим локомотивом в складі поїзда.....	92
5	ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З УПРАВЛІННЯ ТРИБОЛОГІЧНИМ СТАНОМ МІЖ КОЛЕСАМИ РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙКОЮ .....	95
5.1	Методика розрахунку річних експлуатаційних витрат при застосуванні вагона- рейкозмащувача для лубрикації рейок .....	95
5.2	Розрахунок економічної ефективності вагона-рейкозмащувача .....	99
5.3	Розрахунок додаткових експлуатаційних витрат утримання вагона- рейкозмащувача .....	101
	ВИСНОВКИ .....	107
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	109

## ВСТУП

При зародженні теорії і практики тяги поїздів детально розглядали питання зчеплення колеса з рейкою. Формувалась експериментальна база по визначенню коефіцієнта зчеплення, а також математичний апарат для обробки отриманих експериментально даних. Однак, природа процесу зчеплення колеса з рейкою, залишалася поза межами досліджень, хоча всі автори робіт, присвяченій даній тематиці, підкреслювали нагальну необхідність вивчення фізичних процесів, що відбуваються в контактні колесо-рейка.

Взаємодія коліс рухомого складу і рейок - основоположний фізичний процес при русі вагонів, локомотивів і поїздів по залізницях. Умови взаємодії в системі "колесо-рейка" надають істотний вплив на терміни служби і організацію змісту основних пристроїв колії та рухомого складу, на експлуатаційні витрати залізниць.

Від процесів, що відбуваються в контактні колеса і рейки площею порядку  $1,5 \text{ см}^2$ , залежить робота рухомого складу залізниць. Оскільки споживана енергія реалізується в цьому контактні, а ефективне використання цієї величезної по величині енергії залежить тільки від зчеплення колеса з рейкою. Однак процеси, що відбуваються на контактній площадці колеса з рейкою, до теперішнього моменту не вивчені.

Актуальність численних досліджень з проблеми взаємодії коліс рухомого складу і рейок, виконаних в Україні і за кордоном, а також триваючих нині, обумовлена тим, що ця проблема, крім чисто економічного аспекту (втрати енергетичних ресурсів на подолання опору руху, знос коліс, рейок і т. п.), тісно пов'язана з безпекою руху на залізничному транспорті.

Тому справжня робота, присвячена вивченню фізичного процесу зчеплення колеса з рейкою, є актуальною.

Метою роботи є розробка моделі зчеплення колеса і рейки, що виникає при взаємодії ходових частин рухомого складу та колії, на основі уявлень фізики твердого тіла о терті кочення з ковзанням, як результат руйнування взаємодії

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

між атомами, розташованими на поверхнях, що стикаються металевих об'єктів. Для досягнення мети досліджень в роботі поставлені і вирішені наступні завдання:

- досліджено вплив відносної швидкості ковзання коліс локомотива на температуру в зоні контакту колеса з рейкою з використанням термодинаміки нерівноважних процесів;

- на основі класичних уявлень фізики твердого тіла обчислена сила взаємодії групи атомів колеса і рейки в одній активній зоні, що виникла на плямі контакту, в результаті виходу на поверхню рейки і колеса дислокацій в результаті дії тангенціальних сил;

- проаналізовано взаємозв'язок швидкості деформації поверхні рейки і термічної акомодатії поблизу неї на величину концентрації дислокації на поверхні рейки, і отримано аналітичний вираз для визначення концентрації дислокації;

- встановлена причина виникнення зчеплення колеса з рейкою в умовах його забруднення і отримано вираз, дозволяючий знайти величину сили зчеплення;

- досліджено вплив сили тяги і швидкості руху колеса на швидкість ковзання колеса по рейці;

- вивчені вплив відносної швидкості ковзання на величину сили і коефіцієнта зчеплення, а також залежність сили зчеплення від швидкості ковзання і швидкості руху колеса локомотива;

- виконана перевірка адекватності теоретичної характеристики зчеплення шляхом порівняння її з експериментальною;

- досліджено вплив відносини твердостей рейки і його окисної плівки на утворення дефектів на поверхні кочення колеса, а також величини модуля зсуву рейкової сталі на зчеплення до колеса з рейкою;

- встановлена причина виникнення автоколивань при зриві зчеплення колесас рейкою.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЗАЄМОДІЇ ЗАЛІЗНИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ТА ШЛЯХУ

## 1.1 Аналіз досліджень взаємодії залізничного екіпажу і шляху

Теоретичні основи досліджень руху рейкового транспорту почали закладатися в кінці XIX століття. Вивченню процесів взаємодії рухомого складу та залізничної колії, рішенням фундаментальних завдань транспортної механіки присвячено багато робіт різних вчених та дослідників таких як В. Клінгель [1], Г. Юбелакер [2], Ф. Картера [3], Г. Марьє [4], Х. Хеймана [5].

У процесі досліджень взаємодії залізничних екіпажів і шляху «сформувалися основні напрямки, за якими розвивалася наука про динаміку рухомого складу - коливання надресорних будови локомотивів і вагонів у вертикальній площині, звивистий рух рейкових екіпажів в прямих ділянках колії, взаємодія екіпажу та шляху при русі в кривих» [6]. З огляду на складності явищ, що відбуваються, мають місце при русі залізничного екіпажу по рейковому шляху в процесі досліджень для спрощення вирішення поставлених завдань прагнули розглядати процеси, що мають загальну природу незалежно від інших.

Питанню вивчення горизонтальної динаміки приділяється особлива увага, тому що: «Бічні коливання можуть інтенсивно наростати зі збільшенням швидкості, досягаючи значень, які загрожують безпеці руху. Численні дослідження, теоретичні розробки і експлуатаційні спостереження показують» [7], що причиною бічних коливань є звивисте рух колісних пар, котре в свою чергу визначається взаємодією коліс з рейками.

Динамічні якості залізничних екіпажів, вплив на шлях в горизонтальній площині, знос гребенів коліс і рейок визначається головним чином їх бічними коливаннями при русі в прямих і особливо в кривих ділянках колії. Дослідники прагнули з'ясувати «природу звивистого руху, розробити теоретичні методи прогнозування динаміки залізничних екіпажів, знайти конструктивні рішення, спрямовані на ефективне придушення бічних коливань. Основним фактором, що визначає звивистий рух колісної пари, є конічність коліс. Німецький вчений

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Клінгель, ґрунтуючись на кінетичних співвідношеннях, вивів рівняння кочення одиночної колісної пари і на його підставі отримав вираз для довжини хвилі виляння [1]. Х. Хейманом в середині ХХ століття було отримано вираз довжини хвилі виляння двухосного екіпажу з жорсткою установкою колісних пар в рамі.

Значним кроком вперед в області вивчення звивистого руху залізничних екіпажів було відкриття в першій половині ХХ століття явища пружного ковзання (псевдоковзання) коліс по рейках. У 1926 році англійський вчений Ф. Картер «висунув гіпотезу про наявність зони пружного ковзання коліс псевдоковзання (кріпа)» [8]. Цій події передували експериментальні дослідження І. Бухлі [9] і Г.Захсен [10], присвячені «питанням впливу ковзання коліс на коефіцієнт тертя в зоні контакту колесо-рейка». В результаті цих робіт були отримані залежності коефіцієнтів поздовжнього і поперечного тертя при дії поздовжніх і поперечних дотичних сил.

Відповідно до цієї гіпотези Ф. Картера [8] дотична сила в точці контакту колеса з рейкою змінюється пропорційно відношенню швидкості ковзання до швидкості кочення. Величину коефіцієнта пропорційності  $k$  (коефіцієнт кріпа) Ф.Картер визначив методом теорії пружності, розглянувши плоску задачу кочення один по одному двох однакових циліндрів.

Гіпотеза псевдоковзання (кріпа) сприяє подальшому розвитку теорії бічних коливань залізничних екіпажів і дозволяє описати рух колісної пари по рейках лінійними диференціальними рівняннями, що значно полегшує його аналіз. Досліджував рух простого (в жорсткій рамі) екіпажу, Ф.Картер, на підставі гіпотези псевдоковзання, прийшов до висновку про нестійкість руху симетричного жорсткого екіпажу.

У 1966-1967 рр. голландський вчений І. Калкер, розглядаючи просторову (тривимірну) завдання контактування колеса з рейкою показав, що крім поздовжніх і поперечних сил в зоні контакту діє також і момент (спін). Автор припустив, що внаслідок асиметрії поперечних тангенціальних напружень, викликаних поділом контактної поверхні на майданчик ковзання і майданчик

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зчеплення, їх результуюча проходить не через центр еліпса  $i$ , отже, момент поперечної сили відносно центру еліпса не дорівнює нулю. До цього моменту І.Калкер додав також момент, створюваний опором повороту коліс в точці контакту і «дав вираження для обчислення дотичних складових сил ковзання і скалярного моменту в точці контакту коліс по відношенню до нормалі до загальної дотичній площині. Коефіцієнти псевдоковзання визначені по теорії пружності в залежності від співвідношення півосей  $a/b$  контактного еліпса і коефіцієнта» Пуассона [5].

При вивченні руху локомотивів в кривих головна мета полягає у визначенні горизонтальних сил взаємодії екіпажу і шляху. Існує кілька методів визначення цих сил: аналітичні розрахунки, фізичне і математичне моделювання, натурні випробування локомотивів. Кожен з них має свої переваги й недоліки. Аналітичні розрахунки і моделювання застосовуються на етапі проектування, в той час як натурні дослідження використовуються на стадії натурних випробувань і доведення дослідних зразків.

Найбільшу складність при теоретичному визначенні бічних сил взаємодії рухомого складу та колії представляє рух залізничних екіпажів в реальних кривих ділянках колії. Це визначається значним числом нелінійних явищ, що відбуваються в зонах взаємодії коліс рухомого складу і рейкових ниток, зчленування колісних пар і рам візків, візків і кузова з урахуванням передачі сил тяги та гальмування.

Проходження залізничного екіпажу по кривій ділянці шляху можна розділити на три етапи: вхід в криву, рух по кривій постійного радіусу і вихід з кривою. Вхід в криву і вихід з неї є несталий рух; рух в кривій можна вважати сталому. Слід зазначити, що останнє твердження більш справедливо для руху екіпажу в крутих кривих при відсутності великих нерівностей. У пологих кривих екіпаж може здійснювати бічні коливання. Величина радіусу, при якому відбувається перехід від усталеного руху до несталий, залежить від конструкції екіпажу.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В кінці XIX століття застосовувалися розрахунки по вписування рейкових екіпажів в криволінійні ділянки шляху. При цьому визначалися умови вільного проходження багатовісним екіпажами криволінійних ділянок шляху без заклинювання коліс в рейкової колії або без порушення заданих габаритів рухомого складу та колії, тобто розглядалося геометричне вписування екіпажів. Необхідність в таких розрахунках обумовлювалось особливостями конструктивних схем екіпажів, що характеризуються в першу чергу відсутністю візків, внаслідок чого могло відбуватися заклинювання колісних пар в рейкової колії, порушення допустимих габаритів і поява залишкових деформацій зчіпних пристроїв в кривих ділянках колії малого радіуса.

При проектуванні нових локомотивів з'явилася необхідність в оцінці навантаженості колісних пар і рейкових ниток. Для цього використовувалися розрахунки по квазістатичному вписуванню. При цьому визначалися значення сил взаємодії коліс з рейками, відповідних рівноваг екіпажів в кривих під дією сил, обумовлених криволінійним обрисом шляху.

Великий внесок у розвиток теорії руху залізничних екіпажів в кривих вніс німецький вчений Х.Хейман. Їм запропонований графоаналітичний метод вписування екіпажу в криву з визначенням напрямних сил [5].

Роботи Х.Хеймана слід розглядати як значний крок на шляху розвитку теорії вписування рейкових екіпажів. У них розвинені наступні положення:

- просторова система сил замінюється плоскою;
- не враховується тертя між гребенями коліс і бічними поверхнями головок рейок (поверхні гребенів прийняті вертикальними);
- поверхні кочення коліс вважаються циліндричними;
- не враховуються пружні властивості конструктивних елементів екіпажу і рейкових ниток;
- навантаження, що передаються на зовнішню і внутрішню рейкові нитки, як і коефіцієнти тертя кочення між колесами і рейками прийняті одінковими.

В роботі проф. К.П. Королева [11] розглядається просторова система сил,

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

враховується перерозподіл навантажень по колесах, бічна пружність рейкових ниток, введені коефіцієнти поперечної динаміки. Ця методика прийнята, як типова на всіх локомотивобудівних заводах. На ній засновані ряд нормованих показників (бічні і рамні сили, віджимання рейок і ін.) без урахування збурень від нерівностей шляху. Вивчення коливальних процесів і що виникають при цьому динамічних сил є великою, самостійною задачею. Але принципова оцінка впливу конструктивних особливостей екіпажу на динамічні показники в кривій може бути зроблена найбільш ефективно тільки при сталому режимі руху без нерівностей шляху. У зв'язку з цим метод квазістатичного вписування зберігається незмінним протягом десятиліть, на ньому засновані розрахункові значення нормованих динамічних показників.

У роботах В.Б. Медель [12] розвивається координатний метод вписування залізничних екіпажів в криві. Його відмінність полягає в тому, що траєкторія руху екіпажу не обмежується кругової кривої, а може мати будь-яку форму, що задається в плоскій системі координат, крім того враховується залежність сил тертя в точках контакту коліс з рейками від сил тяги або гальмування, що реалізуються через ці контакти і пружність рейкових ниток.

Уточнений метод дослідження руху залізничних екіпажів в кривих дозволяє не тільки розраховувати горизонтальні поперечні сили взаємодії екіпажу і шляху, а й поздовжні сили в точках контакту, що дає можливість визначати коефіцієнт тяги локомотива в кривих в залежності від конструкції екіпажу, параметрів кривої і швидкості руху по ній.

Поряд з аналітичними розрахунками динамічного вписування в 1960-х роках з'явився метод фізичного моделювання впливу на шлях залізничних екіпажів. Цей метод дозволяє на фізичних моделях вивчати динаміку сталого руху локомотивів і вагонів у кривих різних радіусів.

Розроблений метод моделює сили, що діють в контактні коліс з рейками при суцільному ковзанні. У порівнянні з розглянутими вище аналітичними методами він дозволяє досить легко моделювати нелінійні характеристики опорно-

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повертаючих пристроїв, зчленування, зв'язків колісних пар і т.д. В результаті досліджень, проведених на моделях більшості вітчизняних тепловозів, багатьох електровозів і вагонів було встановлено якісний вплив на динаміку в кривих основних параметрів екіпажної частини сучасних локомотивів: моменту тертя і повертає моменту в опорах кузова, преднатяга і жорсткості противоотносних пристроїв кузова, вільного розбігу колісних пар в рамі візків, бази візків, зміщення шворнів, осьового навантаження і т.д. Багато отримані методом фізичного моделювання результати якісно добре узгоджуються з даними натурних випробувань локомотивів.

Труднощі аналітичного рішення несталого коливального процесу руху, наприклад, при вході в криву, довго стримували розвиток досліджень в цьому напрямку. Однією з перших робіт в цій галузі слід вважати аналітичне дослідження входу в криву двухосного екіпажу, виконане де Патером [13]. Патер отримав «дві системи диференціальних рівнянь, що описують поздовжні і бічні коливання екіпажу при вході». Він показав, що поздовжні коливання швидко затухають і при вході слід враховувати тільки бічні коливання.

На початку 80-х років ХХ століття за кордоном велися дослідження, в яких процес входу і руху по кривих моделювався нелінійними математичними моделями різної повноти: колісної пари, двовісного візка, двухосного екіпажу.

При створенні математичних моделей, що описують бічні коливання залізничних екіпажів при збуреному русі, принципове значення має вибір моделі підсистеми "колесо - рейка". Перш за все, необхідно задати збурення з боку рейкового шляху. Тут мають місце різні підходи. При розгляді просторових коливань в математичну модель вводяться одночасно некорельовані вертикальні і горизонтальним нерівності шляху детерміновані або випадкові.

В даний час широко застосовуються методи оцінки бічних коливань на лінійних і лінеаризованих моделях за критеріями стійкості руху і на нелінійних моделях методом чисельного інтегрування. При цьому в залежності від цілей досліджень використовуються математичні моделі різної повноти, особливо по

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

частині опису підсистеми "колесо - рейка": конічний і нелінійний профіль бандажа, лінійний і нелінійний кріп, облік спина, зазору колії і геометричних нерівностей колії і так далі. Все це дозволяє ставити і успішно вирішувати завдання, пов'язані з оцінкою бічних коливань різних залізничних екіпажів, прогнозувати динамічні якості і вибирати раціональні параметри ходової частини на стадії проектування.

Завдання значно ускладнюється, при моделюванні процесів взаємодії локомотива і шляху в режимі тяги з урахуванням коливань тягового приводу. У ряді випадків дослідження динаміки тягового приводу виконувалися відокремлено, в основному вивчалися крутільно-вертикальні коливання колесно-моторного блоку або одного візка локомотива. При цьому розглядался рух таких моделей в прямих ділянках колії.

У реальних умовах просторовий фактор коливань локомотива, особливості дії сил, в тому числі і сили тяги при русі в кривих і прямих ділянках, в значній мірі впливають на миттєві вертикальні навантаження в точках контакту коліс з рейками. Пружний зв'язок коліс однієї колісної пари через вісь, положення точок контакту коліс на рейках і кути набігання колісних пар разом з миттєвою вертикальним навантаженням мають вирішальний вплив на характер і величини сил кріпа кожного з коліс, а значить і на умови зчеплення і ковзання коліс, їх тягові можливості.

Якщо враховувати ще й вплив сил взаємодії коліс з рейками на показники, що визначають знос коліс і рейок, то розробка і дослідження просторової математичної моделі локомотива буде подальшим кроком в еволюційному розвитку і наближення теоретичних методів дослідження динамічних і тягових процесів локомотивів до реальних умов.

В даний час існують програми, розроблених для автоматизованого аналізу технічних систем на основі моделювання їх системами твердих тіл. Найбільшого поширення набули системи ADAMS і DADS. Для вирішення завдань динаміки

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

залізничних екіпажів були розроблені і широко використовуються в останнє десятиліття програми MEDYNA і ADAMS / RAIL.

В цілому, розглядаючи науковий напрямок, пов'язаний з розвитком теорії взаємодії в кривих рухомого складу та колії, слід зазначити вдосконалення методів розрахунку усталеного руху в кривих від квазистатических методів до обліку геометрії підсистеми "колесо - рейка", в тому числі і для їх зношеного стану; розвиток чисельних методів розрахунку нелінійних математичних моделей, що описують коливальний характер руху екіпажа в кривій довільного обрису; успішне застосування методів фізичного моделювання руху рейкових екіпажів в кривих, створення програм автоматизованого аналізу технічних систем на основі моделювання їх системами твердих тіл із застосуванням алгоритмів синтезу рівнянь руху.

## **1.2 Аналіз досліджень впливу трибологічних стану контактних поверхонь в системі «колесо-рейка» на взаємодію коліс рухомого складу і рейок**

Головну роль в процесах взаємодії колеса і рейки грає тертя. Особливо це простежується в процесах зчеплення, гальмування, зношування, вписування в криві, вповзання коліс при русі в кривих, вповзання колеса на рейку, що веде до сходження, вплив локомотива і вагона, утворення контактної втомних пошкоджень і плазунів. Необхідно відзначити і те, що в забезпеченні працездатності колеса і рейки особливу роль відіграє наявність між ними шару третього тіла.

Концепція третього тіла була введена в трибологію І.В. Крагельським і його учнями [14] і в подальшому розвинена Годе та його послідовниками. Цей підхід був плідно застосований до проблем взаємодії колеса і рейки для розрахунку розподілу дотичних сил в зоні контакту.

Для забезпечення стабільності руху екіпажу і зменшення зносу контактуючих поверхонь рейок і коліс вельми важливе розуміння характеру і

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кількісних показників взаємодії рухомого складу та колії, особливо в кривих. Вирішальними факторами цієї взаємодії за результатами досліджень є величини кута набігання коліс на рейки і поперечні сили, що впливають від колеса на рейку. Взаємодія системи "колесо-рейка" визначається багатьма факторами, основні з яких динамічні, залежні від конструкції, технічного стану рухомого складу та колії і умов їх взаємодії, а також трибологічні: тиск на контактах, прослизання, стан поверхні, температурний режим.

Змащення робочих поверхонь головок рейок набуло широкого поширення на залізницях. Ефективні технології лубрикації рейок дозволяють поліпшити взаємодію і зменшити знос в системі колесо-рейка, підвищити безпеку і скоротити витрати на утримання колії та рухомого складу. Накопичено великий досвід, створені нові ефективні мастильні матеріали, обладнання та технології нанесення їх на гребені коліс і рейки.

На залізницях Північної Америки упродовж багатьох років розвивалися два напрямки лубрикації: гребенів коліс і рейок. З експлуатаційної практики виявлено, що гребнезмащування більшою мірою ефективно для зниження зносу гребенів коліс рухомого складу ніж рейок. Нанесення мастильного матеріалу на рейки і гребені коліс сприяє зменшенню енерговитрат на тягу поїздів і дозволяє знизити знос гребенів коліс і рейок до 60%. Встановлено, що зменшення коефіцієнта тертя тільки на бічній грані головки зовнішнього в кривій рейки дозволяє зменшити сумарний момент від сил діючих в контакті коліс і рейок, що сприяють повороту візка вантажного вагона при вписування в криву, в результаті чого відбудеться зростання поперечних сил, що діють на внутрішній рейок.

Проведені на залізниці Norfolk Southern випробування показали, що величина поперечних сил, що впливають на рейки в кривих при проходженні однієї колісної пари, досягає 90 кН і більше. Ці сили діють на обидві рейки в напрямку від осі колії. При цьому на зовнішню рейку впливає гребінь колеса (сила спрямована назовні кривої), а на внутрішній - конічна поверхня катання

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(сила направлена всередину кривої). Нанесення мастила на поверхню катання головки внутрішнього рейки забезпечує істотне (з 90 до 45 кН) зниження поперечних сил і, отже, пошкоджуваності шляху і витрати палива на тягу.

Концепція змазування контактних поверхонь головки рейки була сформульована в 1987-1988 рр. в лабораторії залізничних технологій Іллінойського технологічного інституту (Чикаго, США). На початку 1990-х років фахівці інституту розробили комп'ютерну модель і провели аналіз витрат енергії і зносу рейок під час руху поїзда в прямих і в різних умовах взаємодії коліс з рейками в області поверхні катання і робочої грані головки рейки [15].

В результаті проведених досліджень було встановлено, що в прямих при змазуванні контактних поверхонь головки рейки за рахунок зменшення величини коефіцієнта тертя з 0,5 (при сухій поверхні) до 0,3 можливе істотне зниження витрати енергії на тягу і зносу елементів рухомого складу та колії. В кривих потенційний ефект може бути ще більш значним. У зв'язку з цим треба було створення спеціальних мастильних матеріалів або модифікаторів тертя, застосування яких дозволило б знизити величину коефіцієнта тертя приблизно до 0,3 і було безпечно для навколишнього середовища. У 1990 р. до розробки такого мастильного матеріалу підключилося дослідницький підрозділ компанії Техасо, і в 1993р. залізниця Norfolk Southern (NS) вперше провела випробування технології змащування контактних поверхонь головки рейки в реальних експлуатаційних умовах. Вже протягом першого року були отримані результати, які підтвердили правильність запропонованої концепції, однак треба було ще кілька років для розробки і вдосконалення мастильного обладнання та систем управління процесом [15].

У 1996-1997 рр. міністерство енергетики США спільно з Федеральною залізничною адміністрацією (FRA) організували проведення в Центрі транспортних технологій (ТТС) в м.Пуебло випробування технології змащування контактних поверхонь головки рейки з ретельним контролем параметрів [15].

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Комбінація мастила рейок мала аббревіатуру TOR. Змазування бічної поверхні зовнішньої рейки не викликає помітного зміни бічного впливу вагонів на рейки. При змащенні рейок по системі TOR (коэф. тертя на змазаних рейках зменшується в 2...2,5 рази в порівнянні з сухими) зниження величини максимальних бічних сил в кривій R = 250 м. склало на зовнішньому рейці 68%, на внутрішньому - 48% [15].

Результати повністю підтвердили дані, отримані раніше залізницею NS, і дозволили зробити висновок, що застосування цієї технології дозволяє істотно знизити витрату дизельного палива на тягу поїздів і величини поперечних сил, що виникають при взаємодії коліс з рейками в кривих [15].

Внаслідок випробувань залізниці CSX Transportation (CSXT) було встановлено, що середня витрата палива на тягу поїздів за оборотний рейс знизився на 7,83% при збереженні прийнятних показників керованості, контролю швидкості руху поїздів і гальмівних характеристик [15].

Подальші випробування показали, що на кільцевому маршруті економія палива за рахунок зниження опору руху в кривих склала близько 13%. Поперечні сили, що впливають на рейки в кривих, вдалося знизити на 5-45% в залежності від радіуса кривої і типу рухомого складу, погіршення гальмівних характеристик не спостерігалось, рівень шуму при русі поїзда істотно знизився. Крім того, технологія змазування контактних поверхонь головки рейки «може бути в рівній мірі ефективно реалізована з використанням як бортового, так і підлогового обладнання, оскільки сприяє поліпшенню характеристик взаємодії в системі колесо-рейка незалежно від джерела мастила [15].

Технологія отримала визнання як ефективний метод лубрикації. Багато залізниці Північної Америки запровадили її на перегонах магістральних ліній.

Застосування лубрикації в зоні контакту гребенів коліс з рейками дозволило зменшити інтенсивність зносу гребенів коліс рухомого складу до величини нижче рівня 0,5 мм на 10 тис/км пробіг. Але можливість лубрикації в цьому напрямку ще

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

не вичерпана. Підвищити її ефективність можна також додатковим нанесенням модифікатора тертя на поверхню катання внутрішнього рейки. Комбінована лубрикація, на відміну від традиційної, знижує бічне вплив від коліс рухомого складу на рейки.

Комбінована лубрикація рейок - це комплексне регулювання трибологічних стану контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками. Вона передбачає одночасне нанесення смазуючих покриттів в кривих і стрілочних переводах на бічну грань головки зовнішньої рейки (лубриканта) і на поверхню катання головки внутрішнього рейки (модифікатора тертя), забезпечуючи тим самим певну залежність між коефіцієнтами тертя на змазаних поверхнях. Це дозволяє знизити силове впливу коліс рухомого складу на рейки в кривих і стрілочних переводах. В результаті підвищується безпека руху, поліпшуються умови вписування в криві і проходження стрілочних переводів, відбувається зниження витрати паливно-енергетичних ресурсів на тягу поїздів, зносу гребенів коліс рухомого складу і рейок, рівня шуму.

Теоретичні результати показали, що одночасне змазування бічній грані головки зовнішньої рейки і поверхні катання внутрішнього знижує бічне вплив коліс рухомого складу на рейки, в залежності від швидкості руху, на 30-40%.

Компанією KELSAN Technologies LLC створений ряд тонкоплівкових модифікаторів тертя для нанесення на поверхні кочення обох рейок, застосування яких дає вагомий економічний ефект за рахунок зменшення поперечного річкових сил, що діють в системі колесо-рейка, і, відповідно, зносу рейок і коліс, запобігання виникненню і поширення проявів контактної втоми кочення, істотного зниження рівня шуму (скрипу), випромінюваного рухомим складом під час руху в кривих, також скорочення паливно-енергетичних ресурсів на тягу поїздів.

Підводячи підсумки короткого аналізу досліджень впливу трибологічних стану коліс і рейок на взаємодію рухомого складу та колії, слід зазначити, що в переважній більшості вони присвячені опису конструкцій змащувальних

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пристроїв, мастильних матеріалів, технологій нанесення мастильних матеріалів, оцінці ефективності з точки зору зменшення зносу і витрат на тягу. Виділяються роботи американських дослідників, в яких йдеться про вплив зміни трибологічних стану контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками на взаємодію коліс рухомого складу і рейок в т.ч. і про зменшення бічного впливу при комбінованому способі мастила рейок, і про зміну поперечних сил виникаючих при взаємодії коліс з рейками в кривих.

Аналіз досліджень впливу трибологічних стану контактних поверхонь в системі колесо - рейка на взаємодію між колесами рухомого складу і рейками показує наступне:

- розгорнуто активні комплексні дослідження щодо застосування комбінованого змазування в кривих бічних граней зовнішньої рейки і поверхні катання внутрішнього рейки з метою зниження поперечних сил взаємодії коліс з рейками і попередження сходів рухомого складу в кривих.

- удосконалюється технологія лубрикації рейок і гребенів коліс з розробкою і випробуваннями нових видів мастильного матеріалу.

### **1.3 Дослідження по методах контролю трибологічних стану рейок**

У міру інтенсифікації застосування на залізницях технологій змазування рейок (особливо з кінця 1980-х років) виникла необхідність в оцінці їх ефективності, тобто в способі оцінки зносостійкості мастильних покриттів, що наносяться на рейки.

Ранні вивчення ефективності мастила рейок ґрунтувалися на візуальній оцінці стану мастила на рейках або на методах непрямих вимірювань.

Одним з візуальних методів, розроблених Асоціацією американських залізниць (AAR), був метод визначення рівня мастила за допомогою шаблону (рисунок 1.1). Шаблон дозволяє отримати візуальні свідчення рівня мастила на рейках, представлені на його проградуірованної шкалою, але тільки для мастил на графітової основі легко видимих неозброєним оком.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

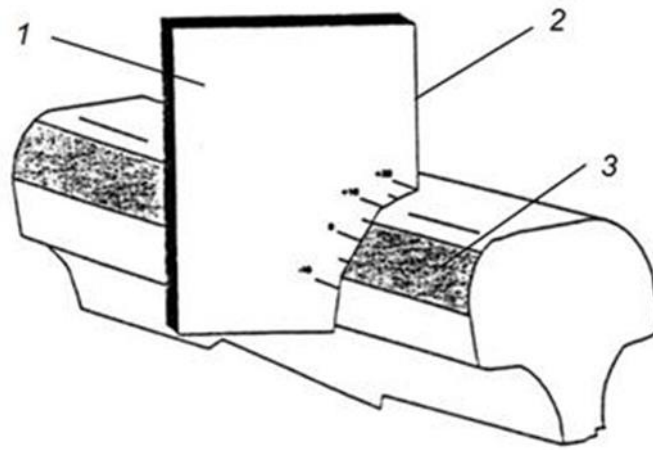


Рисунок 1.1 - Шаблон, розроблений ААР: 1 - шаблон; 2 - вертикальна грань для центрування шаблону на рейці; 3 - смуга нанесення мастила.

У таблиці 1.1 представлені свідчення шаблону в порівнянні з даними двох інших методів непрямих вимірів рівня мастила, засновані на наступних принципах вимірювань:

- вимірювання температури на внутрішній грані головки рейки після проходження поїзда. Як видно з таблиці, збільшення температури на  $7^\circ$  і більше свідчить про крайової або нульовий рівень мастила рейки, а збільшення температури на  $5,5^\circ$  і менш вказує на достатній рівень мастила;

- вимір поздовжнього зусилля колеса за допомогою оснащеної приладом для визначення моменту крутіння осі колісної пари.

Таблиця 1.1 - Дані вимірювання рівня мастила

Рівень мастила рейки	Підйом температури	Зусилля колеса	Показання шаблону
«Сухий» - відшаровування металу	$12^\circ$ та вище	12 та вище	-10
«Сухий» - немає ефекту мастила	$9^\circ-12^\circ$	9-12	-10

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
Мастило по краю рейки	7°–9°	7–9	від -10 до -5
Низький рівень мастила	5,5°–7°	5–7	від -5 до 0
Змазана тільки внутрішня поверхня рейки	2°–5,5°	2–5	від 0 до +10
Рейок змазаний надмірно (Мастило потрапила на поверхню катання)	0°–2°	0–2	вище +10

Незважаючи на те, що обидва методи непрямого вимірювання проявили себе досить ефективними при визначенні рівня мастила в контрольованих умовах випробувального ділянки, вони недостатньо підходили для вимірювання рівня мастила в реальних (польових) умовах залізниці.

Головною проблемою при проведенні порівняльних випробувань мастила, пов'язаних з методом вимірювання температури на внутрішній грані головки рейки, є наявність багатьох факторів, що впливають на збільшення температури: кут набігання колісної пари на рейку, швидкість, рівень підвищення зовнішньої рейки, ходові характеристики візки, маса поїзда і т.д.

У міру того, як взаємозв'язок між зносом, мастилом і коефіцієнтом тертя ставала все зрозумілішою, стало очевидним, що коефіцієнт тертя сам по собі міг би стати мірилом стану мастила на поверхні контакту колеса з рейкою.

Створення Британським науково-дослідним центром і Асоціацією американських залізниць (AAR) призначеного для польових умов приладу – трибометра дозволило проводити виміри коефіцієнта тертя на голівці рейки (рисунок 1.2). Надалі AAR справила удосконалення конструкції випущеного Британськими залізницями трибометра. Реконструйований AAR варіант

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

трибометру дозволяє проводити вимірювання коефіцієнта тертя як на внутрішній грані головки рейки, так і на поверхні катання рейки.

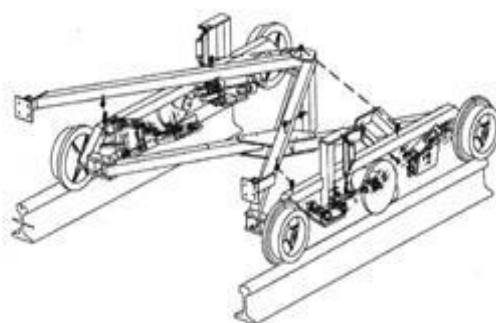


Рисунок 1.2 - трибометр ААР

Під керівництвом ААР, за сприяння ряду доріг компаніями Salient Systems і Diversified Metal Fabricators / GK Clem, були створені два дослідні зразки пересувних самохідних трибометрів (рисунок 1.3).



а)



б)

Рисунок 1.3 - Пересувні самохідні трибометри: а) загальний вигляд трибометр компанії Salient Systems; б) конструктивна схема трибометр компанії Diversified Metal Fabricators / GK Clem.

Конструкція і принцип дії вимірювальної системи цих пристроїв розроблені на підставі технічних вимог ААР, в яких обумовлені питання безпеки, точності вимірювань, збору і обробки даних, надійності і зручності використання. За допомогою пересувного трибометр можна виміряти коефіцієнт тертя на поверхні рейок на великому протязі шляху зі швидкістю до 48 км/год, а за допомогою

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

додаткового, ручного, здійснювати вибіркочу перевірку і оцінювати ефективність різних методів змащування рейок.

Трибометри обох конструкцій встановлені попереду транспортного засобу на комбінованому автомобільно-залізничному ході. Завдяки такій компоновці показання приладів не спотворюються через забруднення поверхні катання головки рейки під впливом гумових автомобільних шин. Бортова система дозволяє відразу переглядати і аналізувати вимірювані параметри. Управління вимірювальною системою, збір, зберігання і обробка даних здійснюються за допомогою портативного комп'ютера. При подальшій обробці накопиченої інформації можна зіставляти коефіцієнт тертя на поверхні катання і бічній грані головки кожної рейкової нитки, а також з результатами попередніх вимірювань [16].

На мережі залізниць США також був розроблений призначений для польових умов візуальний метод оцінки ефективності мастила. Даний метод, який був зіставлений з виробленими трибометрами вимірами в різних умовах, відображений в таблиці 1.2 як функція певних візуальних станів поверхні рейки. Цей метод був обраний як спосіб забезпечення хорошого непрямого виміру мастила і як замітник методу визначення коефіцієнта тертя (як і з трибометру), і легко застосовується як невід'ємна частина існуючої практики візуальної перевірки шляху.

Таблиця 1.2 - Схема візуальної перевірки мастила рейки

Схема «візуальної» перевірки стану мастила рейки	Коефіцієнт тертя (приблизний)
Робоча грань рейки покороблена, шорстка	0,45
Гладка робоча грань з блискучою несмазаною поверхнею	0,35 – 0,45

Продовження таблиці 1.2.

1	2
Гладка робоча грань зі змазкою, що покриває від 10 до 40% поверхні	0,3 – 0,35
Гладка робоча грань зі змазкою, що покриває від 10 до 40% поверхні - крізь мастило видно метал	0,25 – 0,3
Гладка робоча грань зі змазкою, що покриває від 60 до 90% поверхні	0,2 – 0,25
Робоча грань покрита змазкою повністю (100%). Крізь плівку мастила видно відполірована поверхня рейки	0,15 – 0,2
Робоча грань покрита товстим шаром мастила	0,15

На рисунку 1.4 представлені осцилограми коефіцієнтів тертя, отриманні за допомогою трибometру конструкції ВНКТИ при швидкості переміщення по рейках 1 м/с.

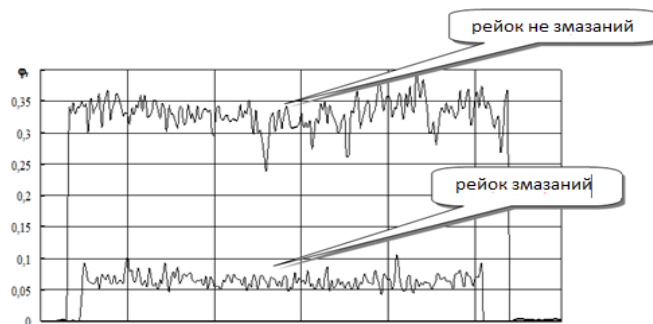


Рисунок 1.4 - Осцилограми коефіцієнтів тертя, отримані за допомогою трибometру конструкції ВНКТИ

Конструкція трибometру носить універсальний характер, так як дозволяє вимірювати значення коефіцієнта тертя як на бічній грані головки рейки, так і на поверхні катання головки рейки на протязі довжини кривої, що дозволяє застосовувати даний прилад для контролю і оцінки якості нанесення мастильних

покриттів також в технології комбінованої лубрикації рейок, яка передбачає регулювання трибологічних стану контактних поверхонь головок обох рейок.

За допомогою розглянутих методів візуальної оцінки стану мастила на рейках і описаних конструкцій трибометра були досліджені важливі з практичної точки зору питання: розподіл коефіцієнта тертя по ширині головки рейки і уздовж рейкової колії; вплив вологості повітря; вплив різних мастильних матеріалів; швидкісні ефекти; раціональні режими нанесення мастильного матеріалу на рейки. Однак ці досягнення можна розглядати як перший крок у створенні системи моніторингу та управління тертям у взаємодії коліс рухомого складу з рейками.

Перспективи розвитку засобів контролю тертя у взаємодії коліс рухомого складу з рейками в розширеному застосуванні трибометра в рухомих залізничних засобах моніторингу та вимірювання, а також на тяговому рухомому складі.

**Висновки до розділу.** Аналіз досліджень впливу трибологічних стану контактних поверхонь в системі «колесо-рейка» на взаємодію між колесами рухомого складу і рейками показує наступне:

- лубрикація рейок знижує знос гребенів коліс і рейок, дозволяє знизити витрату паливно-енергетичних витрат на тягу поїздів і збільшити термін служби коліс і рейок;
- удосконалюється технологія лубрикації рейок і гребенів коліс з розробкою і випробуваннями нових видів мастильних матеріалів;
- проводяться дослідження із застосування комбінованого змазування в кривих бічних граней зовнішньої рейки і поверхні катання внутрішнього рейки;
- розроблені методи і засоби по візуальної та інструментальної оцінки стану мастильного матеріалу на рейках дозволяють проводити дослідження і здійснювати моніторинг трибологічних стану контактних поверхонь в системі «колесо-рейка».

Таким чином, в цілому, розглядаючи науковий напрямок, пов'язаний з розвитком теорії взаємодії рухомого складу та колії, слід зазначити

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вдосконалення методів розрахунку усталеного руху в кривих від квазистатических методів до обліку геометрії підсистеми «колесо - рейка», в тому числі і для їх зношеного стану; розвиток чисельних методів розрахунку нелінійних математичних моделей, що описують коливальний характер руху екіпажу в кривій довільного обрису; успішне застосування методів фізичного моделювання руху рейкових екіпажів в кривих, створення програм автоматизованого аналізу технічних систем на основі моделювання їх системами твердих тіл із застосуванням алгоритмів синтезу рівнянь руху.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ ТА ШЛЯХУ

### 2.1 Математична модель просторових коливань вантажного тепловоза при русі по ділянках шляху довільного обрису в плані

При створенні сучасних магістральних локомотивів і модернізації експлуатованих кожен раз виникає задача прогнозування динамічних якостей локомотивів при русі в прямих і кривих ділянках колії. Пошук раціональних (оптимальних) конструктивних параметрів екіпажної частини проєктованих і модернізованих локомотивів, що забезпечують необхідні динамічні якості, в даний час може вирішуватися шляхом теоретичних досліджень методом комп'ютерного моделювання.

Для вирішення поставленого завдання пропонується математична модель, розроблена стосовно секції вантажного тепловоза 2ТЭ116, який має двоступенева рессорное підвішування, пружну зв'язок візки з кузовом і опорно-осьової асинхронний тяговий електродвигун. Розрахункові схеми секції вантажного тепловоза представлені на рисунку 2.1.

При виборі розрахункових схем використовувалися два вихідних положення: по-перше, схеми повинні забезпечити коректний опис дійсних динамічних процесів, що відбуваються при русі досліджуваного екіпажу, по-друге, вони повинні бути якомога простішими.

Розглядається рух екіпажу з постійною швидкістю по однорідно пружному шляху довільного обрису в плані. Пружно-дисипативні і інерційні властивості шляху моделюються приєднанням до кожного колеса зосередженої маси, що має вертикальне і поперечне горизонтальне переміщення і спирається в цих напрямках на пружини і демпфери в'язкого тертя. Будемо вважати, що колеса котяться по рейках без відриву, тобто у вертикальній площині роблять коливання спільно з рейками, навантаження, яке діє на одну з рейкових ниток, не впливає на іншу, а взаємні переміщення рейок і підстави на контактній поверхні відсутні. Не враховуються також поздовжні переміщення рейок і підстави.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

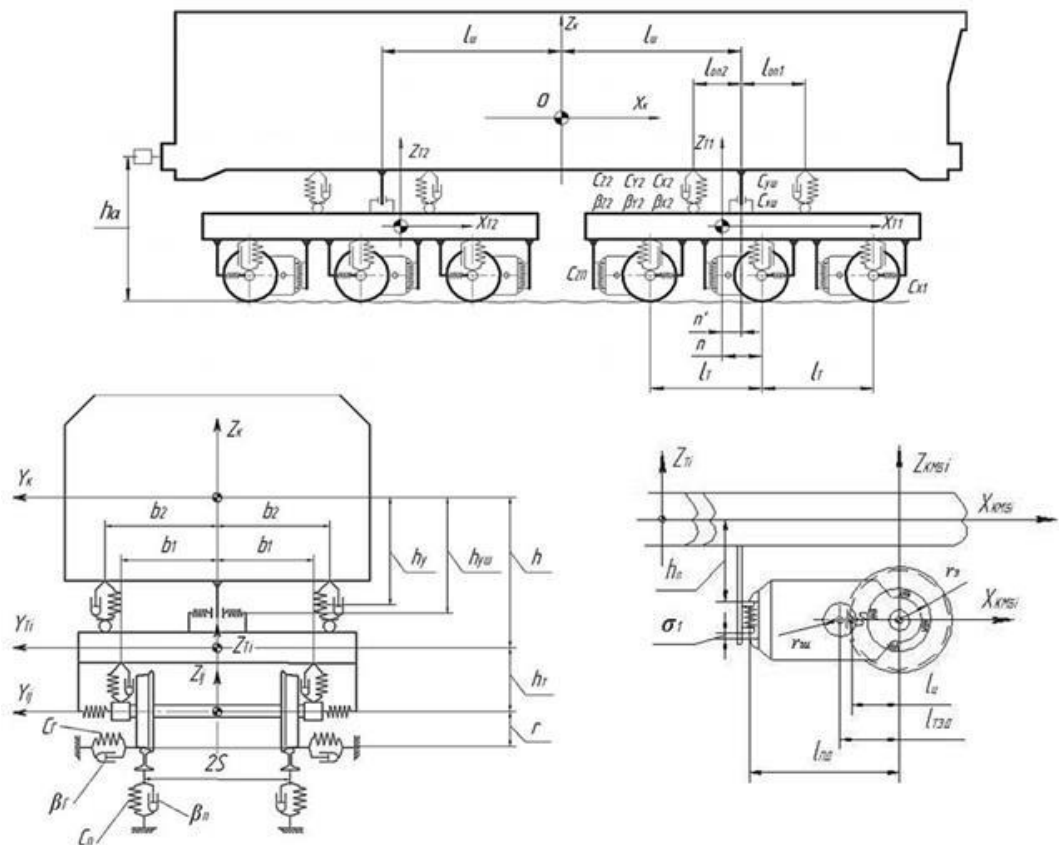


Рисунок 2.1 - Розрахункові схеми секції вантажного тепловоза

Дотичні сили взаємодії коліс з рейками визначатимемо по теорії пружного ковзання Картера. Оскільки ці сили залежать від нормального тиску, геометрії і пружних властивостей контактуючих тіл, а при їх визначенні використовуються коефіцієнти псевдокривзання, значення яких визначаються з урахуванням пружних властивостей коліс в місцях поверхонь їх контакту з рейками допущення про те, що колісні пари є абсолютно твердими можна вважати строгим.

Також будемо вважати, що шкворені кузова пружно (з досить великою жорсткістю  $C_{xш}$ ) пов'язані в поздовжньому напрямку з рамами візків.

Для опису руху тепловоза по ділянках шляху довільного обрису в плані виберемо нерухому систему координат  $\tilde{O}\xi\eta\zeta$ , а для кожного твердого тіла - по дві рухливі системи координат: природну  $Oxyz$  і пов'язану з твердим тілом  $C x' y' z'$  ( $C_x', C_y', C_z'$  - головні центральні осі інерції)[17]. Всі системи координат

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

прийmemo лівими, причому будемо вважати, що осі  $\tilde{O}_\xi, O_x, C_x'$  направлені зліва направо, а осі  $\tilde{O}_\zeta, O_z, C_z'$  - догори ( рисунок 2.2).

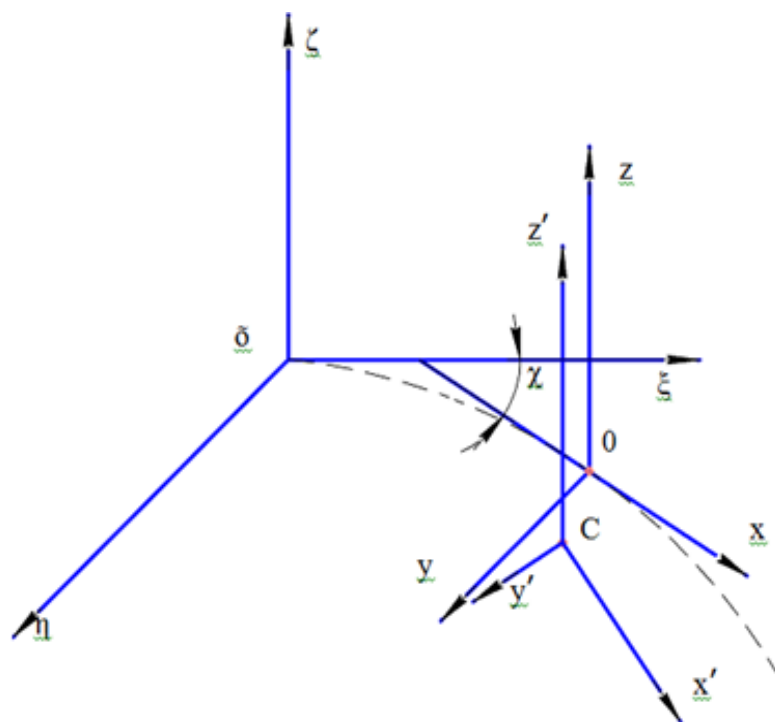


Рисунок 2.2 – Система координат

На рисунку 2.2 - осі природної системи координат направлені відповідно по дотичній, нормалі і бінормалі до осі колії. Вісь  $O_y$  проходить через проєкції центру мас твердого тіла на дотичну з поверхнею шляху площиною, нахилену внаслідок підвищення  $h_r$  зовнішньої рейки над внутрішнім під кутом  $\theta_h$  до горизонтальної площини. Становище природної системи координат відносно нерухомої характеризується дуговою координатною уздовж осі шляху  $S$ , кутом  $\chi$  між осями  $O_x$  та  $\tilde{O}_\zeta$  в плані і кутом  $\theta_h$ . Параметри криволінійної ділянки шляху  $x$  та  $\theta_h$  - задані функції координати  $S$ , для кругової кривої  $x$  та  $h_r$  - постійні, для прямої - дорівнюють нулю.

Для опису сферичного руху твердого тіла використовуються літакові кути  $y' = y + c, j, q' = q + q$ , однозначно визначають напрямки осей  $Cx', Cy', Cz'$  відносно нерухомої системи координат.

Положення кожного твердого тіла даної системи в кожен момент часу щодо природної системи координат визначається поступальними

переміщеннями  $x$  (сіпання),  $y$  (бічний віднесенні),  $x$  (підстрибування) і кутами повороту  $\varphi_x$  (бічна хитавиця),  $\varphi_y$  (галопування),  $\varphi_z$  (виляння).

Для позначення тіл при координатах і параметрах системи введені наступні індекси:  $K$  - для кузова;  $T_i$  - для рами  $i$ -го візка ( $i = 1, 2$ );  $ij$  - для  $j$ -ої колісної пари або колісно-моторного блоку (далі - КМБ)  $i$ -го візка ( $i = 1, 2$ ;  $j = 1, 2, 3$ );  $ijn$  - для  $n$ -го колеса ( $n = 1, 2$ )  $j$ -ї колісної пари  $i$ -го візка, де  $n = 1$  відповідає лівому колесу по ходу руху, а  $n = 2$  правому колесу;  $oijn$  - для наведеної маси шляху під  $n$ -м колесом  $j$ -ї колісної пари  $i$ -го візка.

При визначенні числа ступенів свободи розглянутої механічної системи прийняті до уваги обмеження, накладені на переміщення тіл в силу конструктивних особливостей розглянутого тепловоза і прийнятих допущень. Рівняння зв'язків записуються в наступному вигляді:

$$\varphi_{ij} = -\frac{x_{ij}}{r} \quad (i=1,2;j=1,2,3;), \quad (2.1)$$

$$z_{oijn} = z_{ij} + (-1)^n s \varphi_{xij} - \eta_{ijn}^\delta \quad (i=1,2;j=1,2,3;\eta=1,2), \quad (2.2)$$

де  $r$  – радіус колеса за серелнім колом катання;

$s$  – відстань між центрами кіл катання коліс;

$\eta_{ijn}^\delta$  – вертикальні нерівності шляху.

В якості узагальнених координат системи вибрані наступні компоненти:

$x_k, y_k, z_k$  – сіпання, відносять і підстрибування кузова;

$\varphi_{xk}, \varphi_{yk}, \varphi_{zk}$  – бічна хитавиця, галопування і виляння кузова;

$x_{Ti}, y_{Ti}, z_{Ti}$  – сіпання, віднос і підстрибування візків;

$\varphi_{xTi}, \varphi_{yTi}, \varphi_{zTi}$  – сіпання, відносять і підстрибування візків;

$x_{ij}, y_{ij}, z_{ij}$  – сіпання, віднос і підстрибування колісно-моторних блоків;

$\varphi_{xij}, \varphi_{zij}$  – бічна хитавиця, і виляння колісно-моторних блоків;

$U_{oijn}$  – віднос наведеної маси шляху.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При складанні диференціальних рівнянь руху тепловоза по колії довільного обрису використовується рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (2.3)$$

де  $n$  – число ступенів свободи;

$T$  – кінетична енергія системи;

$\Pi$  – потенційна енергія системи;

$\Phi$  – функція розсіювання системи;

$q_i$  і  $\dot{q}_i$  – узагальнені координати і їх похідні в часі;

$Q_i$  – узагальнені сили системи, що не мають потенціалу.

**Кінетичну енергію** системи представимо в загальному випадку як суму кінетичної енергії  $T_e$  екіпажу і кінетичної енергії  $T_{\Pi}$  шляху.

Для кожного з тіл кінетична енергія визначалася по теоремі Кеніга. Кінетична енергія екіпажу складається з кінетичної енергії по поступальному руху  $T_{C_i}$  і сферичного  $T_{\Omega_i}$  руху  $i$ -х твердих тіл.

У загальному випадку кінетична енергія системи записується в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} T &= T_{\text{э}} + T_{\Pi} = \sum_{i=1}^k (T_{C_i} + T_{\Omega_i}) + T_{\Pi} = \\ &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \left\{ m_i \left[ \left( \dot{S}_i + \dot{x}_i - y_i \cdot \dot{\chi}_i \right)^2 + \left( \dot{y}_i + x_i \cdot \dot{\chi}_i \right)^2 + \left( \dot{z}_i - \frac{1}{2} h_{ri} \right)^2 \right] + \right. \\ &\quad \left. + J_{X_i} \cdot \left( \dot{\phi}_{X_i} + \dot{\theta}_{hi} \right)^2 + J_{Y_i} \cdot \dot{\phi}_{Y_i}^2 + J_{Z_i} \cdot \left( \dot{\phi}_{Z_i} + \dot{\chi}_i \right)^2 \right\} + \\ &+ \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \sum_{n=1}^2 \left( m_{oyn} \cdot \dot{y}_{oijn}^2 + m_{ozn} \cdot \dot{z}_{oijn}^2 \right), \end{aligned} \quad (2.4)$$

де  $m_i$  – маса  $i$ -го тіла;

$J_{X_i}, J_{Y_i}, J_{Z_i}$  – головні центральні моменти інерції  $i$ -го тіла щодо осей X, Y, Z відповідно;

									Арк.
									33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150201.000.01MP.ПЗ				

- $\dot{\chi}_i$  - кутова швидкість зміни траєкторії руху;
- $m_o$  - приведена маса шляху;
- $h_{ri}$  - піднесення шляху під центром мас  $i$ -го тіла, викликане підвищенням кривої зовнішньої рейки на величину  $h_r=2\theta_h \cdot S_1$ ;
- $S_1$  - половина відстані між колами катання,  $S_1 = 0.79$  м.

Розглядаємо рух в кругової кривої. Тоді, враховуючи прийняті допущення, можна записати  $S_k=S_{Ti}=S_{ij}=V \cdot t$ ,  $h_{ri}=h_r$ ,  $\theta_{hi}=\theta_h=\frac{h_r}{2S_1}=const$ .

**Потенційна енергія** системи  $\Pi$  визначається як сума енергій пружних деформацій елементів екіпажу  $\Pi_e$  і шляху  $\Pi_n$  і зміни енергії  $\Pi_h$  внаслідок підйому або опускання центрів тяжіння тіл, що входять в систему:

$$\Pi=\Pi_e+\Pi_{\Pi}+\Pi_h.$$

Потенційну енергію деформацій лінійних пружних елементів, входять в систему, визначимо по теоремі Клапейрона:

$$\Pi_e=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^k \Pi_i=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^k C_i \Delta_i^2, \quad (2.5)$$

де  $C_i$  - жорсткість  $i$ -ого пружного елемента;

$\Delta_i$  - деформація  $i$ -ого пружного елемента.

Потенційну енергію шляху запишемо у вигляді [20]

$$\Pi_n=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \sum_{n=1}^2 (C_{oy} \cdot y_{oijn}^2 + C_{oz} \cdot z_{oijn}^2), \quad (2.6)$$

де  $C_{oy}$  та  $C_{oz}$  – приведена жорсткість шляху в горизонтальному поперечному і вертикальному напрямках відповідно;

$y_{oijn}$  та  $z_{oijn}$  – поперечні і вертикальні переміщення шляху під  $n$ -им колесом  $j$ -их КМБ  $i$ -ого візка відповідно.

Потенційну енергію  $\Pi_h$  внаслідок підйому або опускання центрів тяжіння  $i$ -их тіл при їх поперечних переміщеннях визначимо з виразу:

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_h = - \sum_{i=1}^k m_i \cdot g \cdot \theta_{hi} \cdot y_i, \quad (2.7)$$

де  $g$  - прискорення вільного падіння.

Потенційна енергія від деформації пружних елементів визначиться наступним чином.

$P_1$  - Енергія від вертикальної деформації відповідно першої, другої, третьої і четвертої пари бічних опор кузова при коливаннях підстрибування і галопування

$$P_1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 2C_{Z2} \cdot \Delta_{zi}^2, \quad (2.8)$$

де  $C_{Z2}$  - вертикальна жорсткість одній бічній опори кузова.

$P_2$  - Енергія від вертикальної деформації бічних опор кузова при коливаннях бічної хитавиці

$$P_2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 4C_{Z2} \cdot \Delta_{\phi xi}^2, \quad (2.9)$$

$P_3$  - Енергія від поперечної деформації бічних опор кузова при коливаннях віднесення, виляння і бічний качки

$$P_3 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 2C_{Y2} \cdot \Delta_{yi}^2, \quad (2.10)$$

де  $C_{Y2}$  - поперечна жорсткість одній бічній опори кузова.

$P_4$  - Енергія від поздовжньої деформації бічних опор кузова при коливаннях посмикування і галопування

$$P_4 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 2C_{X2} \cdot \Delta_{xi}^2, \quad (2.11)$$

де  $C_{X2} = C_{Y2}$  - поздовжня жорсткість одній бічній опори кузова.

$P_5$  - Енергія від поздовжньої деформації бічних опор кузова при коливаннях виляння

$$P_5 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 4C_{X2} \cdot \Delta_{\phi z Xi}^2, \quad (2.12)$$

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Pi_6$  - Енергія від деформації пружин шкворневого вузла при коливаннях віднесення, виляння і бічній качки

$$\Pi_6 = \frac{1}{2} \sum_{i=2}^2 C_{YШ} \cdot \Delta_{YШi}^2 \cdot \Phi_{Шi}, \quad (2.13)$$

де  $C_{YШ}$  - жорсткість однієї пружини шкворневого вузла;

При складанні рівнянь руху необхідно врахувати зазори в шкворневих вузлах  $\delta_0 = 20 \text{ мм}$ . Зазори враховуються функціями одиничного стрибка.

$\Pi_7$  - Енергія від поздовжньої деформації шкворневого вузла при коливаннях посмикування і галопуванні

$$\Pi_7 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 C_{XШ} \cdot \Delta_{XШi}^2, \quad (2.14)$$

де  $C_{XШ}$  - поздовжня жорсткість шкворневого вузла.

$\Pi_8$  - Енергія від повороту візка щодо кузова

$$\Pi_8 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 C_{\varphi} \Delta_{\varphi zi}^2, \quad (2.15)$$

де  $C_{\varphi}$  - кутова жорсткість повороту візка щодо кузова.

$\Pi_9$  - Енергія від вертикальної деформації буксового ресорного підвішування при коливаннях підстрибування і галопування

$$\Pi_9 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 2 C_{Zl} \cdot \Delta_{zij}^2, \quad (2.16)$$

де  $C_{Zl}$  - вертикальна жорсткість пружин першого ступеня ресорного підвішування з урахуванням жорсткості повідків на одну буксу.

$\Pi_{10}$  - Енергія від вертикальної деформації буксового ресорного підвішування при коливаннях бічної хитавиці

$$\Pi_{10} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 2 C_{Zl} \cdot \Delta_{\varphi ij}^2. \quad (2.17)$$

$\Pi_{11}$  - Енергія від поперечної деформації буксового ресорного підвішування

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

при коливаннях віднесення, виляння і бічний качки

$$P_{11} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{Y1} \cdot \Delta_{yij}^2 \cdot \Phi_{ij}, \quad (2.18)$$

де  $C_{Y1}$  - поперечна жорсткість зв'язку КМБ з рамою візка;

$\Phi_{ij}$  - функція одиничного стрибка, яка за аналогією зі шкворневим вузлом враховує зазор  $\delta_b$  між буксой і віссю колісної пари. Для крайніх колісних пар  $\delta_b = 1,5$  мм, для середніх колісних пар  $\delta_b = 14$  мм.

$P_{12}$  - Енергія від поздовжньої деформації буксового ресорного підвішування при коливаннях посмикування і галопування

$$P_{12} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{X1} \cdot \Delta_{xij}^2, \quad (2.19)$$

де  $C_{X1}$  - жорсткість поздовжнього зв'язку КМБ з рамою візка.

$P_{13}$  - Енергія від поздовжньої деформації буксового ресорного підвішування при коливаннях виляння

$$P_{13} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{X1} \cdot \Delta_{\varphi z ij}^2. \quad (2.20)$$

$P_{14}$  - Енергія від деформації хвостовика вала якоря жорсткістю  $C_{\varphi Ш}$

$$P_{14} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{\varphi Ш} \cdot (\varphi_{Яij} - \varphi_{Шij})^2. \quad (2.21)$$

$P_{15}$  - Енергія від деформації пружного вінця зубчастого колеса жорсткістю  $C_{\varphi 3}$  - деформація пружного вінця зубчастого колеса залежить від незалежної координати і від кута повороту маточини зубчастого колеса.

$$P_{15} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{\varphi 3} \cdot \left( \varphi_{3Kij} - \frac{x_{ij}}{r} - \varphi_{Y33i} - \varphi_{Zij} \cdot \frac{S}{r} \right)^2. \quad (2.22)$$

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\Pi_{16}$  - енергія від деформації підвіски тягового двигуна вертикальної жорсткістю  $C_{ZП}$ .

$$\Pi_{16} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{ZП} \cdot \Delta_{ij}^2. \quad (2.23)$$

При складанні рівнянь руху з урахуванням деформацій підвіски ТЕД необхідно враховувати зазор між траверсою пружинної підвіски і носиком ТЕД, який в експлуатації може досягти  $\delta_{ТЕД} = 8 \dots 10$  мм. Зазори по аналогії з шкворневі вузлом враховуються функціями одиночного стрибка .

$\Pi_{17}$  - Від коливань колісних центрів на осях відповідних колісних пар кутовий жорсткістю  $C_{\varphi 0}$ :

з боку зубчастих коліс

$$\Pi_{17-1} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{\varphi 0} \cdot \varphi_{Y3}^2; \quad (2.24)$$

з протилежного боку

$$\Pi_{17-2} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 C_{\varphi 0} \cdot \varphi_{YЦ}^2. \quad (2.25)$$

Потенційна енергія в слідстві підйому або опускання центрів мас  $i$ -х тіл при їх поперечних переміщеннях дорівнює:

$$\Pi_h = -m_k \cdot g \cdot \theta_h \cdot y_k - \sum_{i=1}^2 m_{Ti} \cdot g \cdot \theta_h \cdot y_{Ti} - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 m_{ij} \cdot g \cdot \theta_h \cdot y_{ij}, \quad (2.26)$$

де  $g$  - прискорення вільного падіння.

Вираз функції розсіювання аналогічний виразу потенційної енергії системи. Функцію ( $\Phi$ ) можна отримати з виразу потенційної енергії ( $\Pi$ ), замінивши в ньому жорсткості коефіцієнтами опору ( $\beta$ ) і узагальнені координати  $\Delta_i$  - узагальненими швидкостями.

Для визначення функції розсіювання прийемо, що в другому ступені

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ресорного підвішування в вертикальному і поперечному напрямках паралельно пружним елементам встановлені демпфери в'язкого опору, в буксовій ступені ресорного підвішування в вертикальному напрямку встановлені демпфери сухого тертя, в поперечному напрямку - демпфери в'язкого опору, а паралельно пружним елементам приєднаних мас шляху – також демпфери в'язкого опору.

$$\begin{aligned} \Phi = & \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 2\beta_{z2} \cdot \dot{\Delta}_{zi}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 4\beta_{z2} \cdot \dot{\Delta}_{\phi xi}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 2\beta_{y2} \cdot \dot{\Delta}_{yi}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 2F_z \cdot \dot{\Delta}_{zij}^2 \cdot \text{sign} \dot{\Delta}_{zij} + \\ & + \sum_{i=1}^6 2F_z \cdot \dot{\Delta}_{\phi ij}^2 \cdot \text{sign} \dot{\Delta}_{\phi ij} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \beta_{y1} \cdot \dot{\Delta}_{yij}^2 \cdot \Phi_{ij} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 \sum_{n=1}^2 (\beta_{oy} \cdot y_{oijn}^2 + \beta_{oz} \cdot \dot{z}_{oijn}^2), \end{aligned} \quad (2.27)$$

де  $\beta_{z1}, \beta_{z2}, \beta_{y2}, \beta_{y1}, \beta_{oz}, \beta_{oy}$  – коефіцієнти в'язкого опору;

$F_z$  – сила сухого тертя буксового демпфера.

**Узагальнені сили**, прикладені до системи, являють собою результат взаємодії коліс з рейками і перерозподілу навантажень внаслідок поперечного зсуву сил тяжкості обрессорених тіл екіпажу щодо необрессорених.

Сили взаємодії між колесами і рейками в дотичної з поверхнею шляху площині можна отримати як суму сил кріпа (псевдоковзання), що визначаються з теорії Картера, і поперечних складових тиску коліс на рейки. Сили кріпа, що діють на  $n$ -ні колеса ( $n = 1,2$ ) кожного КМБ нелінійно залежать від безрозмірних характеристик прослизання  $\varepsilon_{ijn}$  і з достатньою точністю можуть бути визначені з виразу:

$$F_{ijn} = -f_{ijn} \cdot \varepsilon_{ijn} \left[ \left( \frac{f_{ijn} \cdot \varepsilon_{ijn}}{k_f \cdot P_{ijn}} \right)^2 + 1 \right]^{-\frac{1}{2}}, \quad (2.28)$$

де  $f_{ijn}$  – коефіцієнти кріпа (псевдоковзання), значення яких можна визначити за формулою Мюллера [18].

$$f_{ijn} = 235P_{ijn} - 2,4P_{ijn}^2 + 0,01P_{ijn}^3, \quad (2.29)$$

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

де  $k_f$  – коефіцієнт тертя ковзання на поверхні катання рейки;

$P_{ijn}$  – вертикальні навантаження, що діють на  $ijn$ -ні колеса, значення яких визначаються з виразу

$$P_{ijn} = P_{cm} + C_{oz} \cdot z_{oijn} + \beta_{oz} \cdot \dot{z}_{oijn}, \quad (2.30)$$

де  $P_{cm}$  – статичне навантаження від колеса на рейку.

Безрозмірні характеристики прослизання  $\varepsilon_{ijn}$  і їх складові в поздовжньому і поперечному напрямках пов'язані між собою співвідношенням

$$\varepsilon_{ijn} = \sqrt{\varepsilon_{xijn}^2 + \varepsilon_{yijn}^2}. \quad (2.31)$$

Поздовжні  $x_{ijn}$  і поперечні  $y_{ijn}$  складові сил  $F_{ijn}$  визначаються з рівності

$$F_{ijn}^x = F_{ijn} \cdot \frac{\varepsilon_{xijn}}{\varepsilon_{ijn}}. \quad (2.32)$$

$$F_{ijn}^y = F_{ijn} \cdot \frac{\varepsilon_{yijn}}{\varepsilon_{ijn}}. \quad (2.33)$$

Вирази відносних швидкостей ковзання коліс в поздовжньому  $\varepsilon_{xijn}$  і поперечному  $\varepsilon_{yijn}$  напрямках через узагальнені координати записуються в такий спосіб:

$$\varepsilon_{xijn} = (-1)^{n+1} \cdot \left[ \frac{S_1}{V} \cdot (\varphi_{zij} + \dot{\chi}_{ij}) + (-1)^n \cdot \frac{\Delta r_{ijn}}{r} \right], \quad (2.34)$$

$$\varepsilon_{yijn} = \frac{1}{V} \cdot (\dot{y}_{ij} - \dot{y}_{ijn} - r \cdot \dot{\varphi}_{xij}) - \varphi_{zij}, \quad (2.35)$$

де  $V$  – швидкість руху тепловоза;

$\Delta r_{ijn}$  – збільшення радіусів кіл катання коліс при їх поперечних переміщеннях щодо рейкових ниток

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поперечні складові  $W_{ijn}$  реакції рейкових ниток, що діють на колеса внаслідок криволінійного обрису їх профілю та додані до коліс в місці їх контакту з рейками, визначимо з виразу

$$W_{ijn} = -P_{ijn} \cdot \mu_{ijn}, \quad (2.36)$$

де

$$\mu_{ijn} = \frac{(-1)^n}{2} (\mu_1 + \mu_2) + \frac{1}{2} (\mu_2 - \mu_1) \cdot [(-1)^n y_{ijn} - \delta] \cdot \text{abs} \left\{ \left[ (-1)^n y_{ijn} - \delta \right]^2 + C_0 \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot (-1)^n. \quad (2.37)$$

Узагальнені сили, відповідні узагальненим координатам, що виникають в результаті взаємодії екіпажу і шляхи визначимо з виразів:

$$Q_{Yij} = F_{ij1}^y + F_{ij2}^y + W_{ij1} + W_{ij2}, \quad (2.38)$$

$$Q_{Xij} = F_{ij1}^x + F_{ij2}^x, \quad (2.39)$$

$$Q_{\varphi_{zj}} = S_1 \cdot (F_{ij1}^x - F_{ij2}^x), \quad (2.40)$$

$$Q_{Y_{oijn}} = -(F_{ijn}^y + W_{ijn}). \quad (2.41)$$

Крім того, при поперечних переміщеннях тіл, обумовлених криволінійним обрисом шляху, зміщуються їх центри тяжіння і виникають моменти, відповідні координатам  $\varphi_{ХК}$ ,  $\varphi_{ХТ}$ ,  $\varphi_{ХКМБij}$ . Їх вираження можна записати в вигляді

$$\tilde{Q}_{\varphi_{ХК}} = m_K \cdot g \cdot \left( y_K - \frac{1}{2} (y_{T1} + y_{T2}) - u \right), \quad (2.42)$$

$$\tilde{Q}_{\varphi_{ХТ}} = m_T \cdot g \cdot \left( y_{Ti} - \frac{1}{3} \sum_{j=1}^3 y_{ij} - u_i \right), \quad (2.43)$$

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$\tilde{Q}_{\varphi_{xT}} = m_{ij} \cdot g \cdot \left( y_{ij} - \frac{1}{2} (y_{oij1} + y_{oij2}) \right). \quad (2.44)$$

У математичній моделі враховуються сили тертя в контактi гребiнь колесо – рейка

$$T_{ijn} = k_f \cdot Y_{ijn}, \quad (2.45)$$

де  $k_f$  – коефіцієнт тертя між гребенем колеса і рейкою;

$Y_{ijn}$  – нормальна сила в зоні контакту гребеня колеса з рейкою, кН.

$$Y_{ijn} = \frac{(P_{cm} - N_{ijn}^z)}{\cos \beta^2}, \quad (2.46)$$

де  $\cos \beta^2$  – кут нахилу гребеня колеса;

$N_{ijn}^z$  – вертикальна проекція нормальної реакції в точках контакту поверхні кочення коліс з рейками, кН.

$$N_{ijn}^z = -C_n \cdot z_{ijn}^p - \beta_n \cdot \dot{z}_{ijn}^p, \quad (2.47)$$

де  $z_{ijn}^p$  – вертикальна деформація рейок;

$C_n$  – вертикальна жорсткість рейкової основи;

$\beta_n$  – демпфірування в рейковій основі.

При складанні даної математичної моделі приймемо умову, що при значеннях поздовжнього ковзання коліс, що виникають в кривих радіусом більше 300 м, миттєвий центр кочення знаходиться в площині головки рейки, отже сила тертя  $T_{ijn}$  спрямована перпендикулярно радіусу вектора  $\overrightarrow{BA}$ , а її проекціями на осі  $X$  і  $Z$  відповідно будуть  $T_{ijn}^x$  і  $T_{ijn}^z$ .

На рисунку 2.3 представлені сили кріпа, нормальні реакції в точках контакту поверхні кочення коліс і рейок, нормальні сили і сили тертя, що діють в точці контакту гребеня і бічній грані рейки при набіганні [6] стосовно до першого КМБ ( $j = 1$ ) першої візки ( $i = 1$ ) тепловоза.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З ілюстрації видно, що «використовується модель двухточечного контакту набігаючого колеса і рейки. При контактуванні гребеня враховуються забіг  $b_{111}^x$  точки контакту А щодо вертикальній площині, що проходить через вісь колісної пари, і відстань  $b_{111}^z$  - положення точки А відносно поверхні катання колеса. Врахування фактичного положення точки контакту А гребеня з рейкою при двоточковому контакті, необхідний при визначенні швидкості і напрямку ковзання гребеня по рейці і оцінці показників зносу [6].

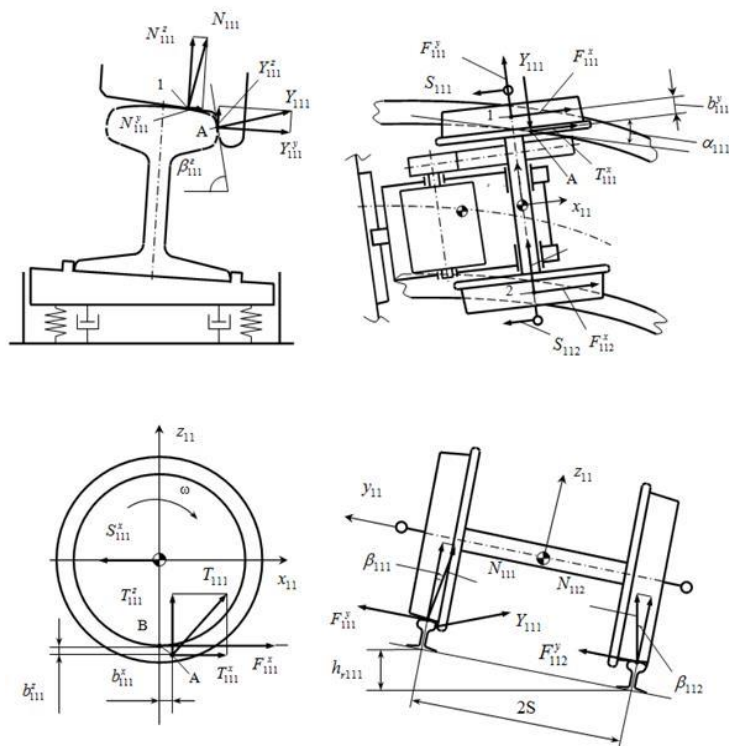


Рисунок 2.3 - Схема дії сил в системі колісно-моторний блок – рейок

Підставивши вирази, отримані для кінетичної і потенційної енергій, функції розсіювання і узагальнених сил в вираз 2.3 отримаємо систему нелінійних диференціальних рівнянь, що описують рух секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 з постійною швидкістю по шляху з вертикальними і горизонтальними нерівностями довільного обрису в плані.

Також були проаналізовані рівняння коливань кузова, переднього візка та першого колесномоторного блоку першого візка (для інших КМБ рівняння можуть бути отримані аналогічно), при підстрибуванні, відхилі, підсмикуванні,

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

галопуванні, вилянні, бічної хитовиці[7].

Таким чином, в розділі 2.1 представлена і проаналізована математична модель[32] просторових коливань руху секції вантажного тепловоза ,що дозволяє порівнювати і вирішувати найрізноманітніші завдання: дослідити ходову динаміку тепловоза, давати оцінку зміни параметрів екіпажу в експлуатації і при його модернізації, визначати динамічну навантаженість приводу, показники зносу коліс, оцінювати вплив сили тяги на динаміку екіпажу при русі на прямих і кривих ділянках колії, в тому числі при різних трибологічних станах контактних поверхонь між колесами і рейками [7].

## **2.2 Дослідження впливу трибологічного стану контактних поверхонь між колесами і рейками на взаємодію рухомого складу та колії методом комп'ютерного моделювання**

Зміна трибологічного стану контактних поверхонь між колесами і рейками в результаті нанесення на їх контактні поверхні рейок мастильного матеріалу, тобто лубрикація зони контакту «колесо-рейка», являється складовою частиною заходів щодо забезпечення сталої взаємодії в системі "колесо - рейка", ресурсо- та енергозбереження, невід'ємною технічною частиною перевізного процесу та одним з головних напрямків по зниженню зносу бандажів колісних пар, цільнокатанних коліс рухомого складу, бічного зносу рейок.

Питання впливу лубрикації на динаміку взаємодії коліс рухомого складу і рейок стає актуальним після дослідів, виконаних на залізних дорогах Північної Америки по змазуванням поряд з бічною поверхнею зовнішньої рейки в кривій і поверхні катання внутрішнього рейки (комбінована лубрикація), а також з одночасного змазування поверхонь катання зовнішнього і внутрішнього рейок, тобто управління тертям на поверхні катання рейки. В результаті цих експериментів отримано очікуване зменшення бічного впливу рухомого складу на шлях в кривих.

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У своїх дослідженнях американські вчені доводять, що в умовах великовагового руху управління тертям у взаємодії коліс рухомого складу з рейками в кривих сприяє підвищенню економічної ефективності вантажних перевезень. Ефективне управління тертям досягається одночасною лубрикацію робочих бічних граней головок рейок і змащування поверхонь катання рейок, що дозволяє забезпечити, з однієї сторони, оптимізацію і стабільну підтримку раціональних рівнів лубрикації на робочих бічних гранях головок рейок з метою стримування зносу коліс і рейок, а з іншого - реалізувати управління тертям на поверхні катання. Нанесення на поверхні кочення рейок мастильного матеріалу, дозволяє забезпечити стабільний і раціональний рівень тертя, сприяє зниженню бічних навантажень і дозволяє посилити позитивний енергетичний ефект від лубрикації робочих бокових граней головок рейок.

Комп'ютерне моделювання взаємодії рухомого складу та колії при різних трибологічних станах контактних поверхонь між колісами рухомого складу і рейками в русі по кривій проводилося із застосуванням програмного комплексу УМ. В якості моделей використовувалися: секція вантажного тепловоза 2ТЭ116 з колесами конічного профілю з товщиною гребеня 33 мм. Моделювався рух рухомого складу в кривій радіусом 300 м з піднесенням зовнішньої рейки 90 мм і нерівностями шляху в плані і профілі.

Розрахунки виконані для трьох значень швидкості руху рухомого складу в кривій: 30 км/год - мінімальна прийнята швидкість руху; 46,6 км/год - рівноважна швидкість, коли непогашене поперечне прискорення відсутнє; 70 км/год - максимальна швидкість руху екіпажу, обмежена непогашеним прискоренням  $a_n = 0,7\text{м/с}^2$ .

При комп'ютерному моделюванні, при дослідженні впливу трибологічного стану контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками на взаємодію рухомого складу та колії, в тому числі і на знос гребенів коліс, прийняті граничні значення коефіцієнтів тертя у взаємодії дії коліс рухомого складу з рейками і розглянуті п'ять варіантів трибологічних стану (див. таблицю 2.1).

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 - трибологічних стан контактних поверхонь

Варіант	Трибологічний стан
1	Коефіцієнт тертя ковзання в можливих точках контакту КП з рейкою однаковий та рівний 0,3
2	Коефіцієнт тертя ковзання в контакті між гребнем набігаючого колеса з боковою поверхнею та викружкою зовнішньої рейки дорівнює 0,1, а в інших точках контакту 0,3
3	Коефіцієнт тертя ковзання гребня набігаючого колеса по боковій поверхні та викружці зовнішньої рейки 0,1, на поверхні катання збігаючого колеса по внутрішній рейці дорівнює 0,1, в інших точках контакту 0,3
4	Коефіцієнт тертя ковзання поверхні катання зовнішньої та внутрішньої рейки дорівнює 0,1, а у всіх інших точках контакту 0,3.
5	Коефіцієнт тертя ковзання гребня набігаючого колеса по боковій поверхні та викружці зовнішньої рейки 0,1, на поверхнях катання зовнішньої та внутрішньої рейки дорівнює 0,1, а в інших точках контакту 0,3

Моделювання проводилося в два етапи. На першому етапі досліджувався вплив всіх п'яти варіантів трибологічних станів контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками по боковому впливу рухомого складу на колію та факторам зносу гребеня колеса при двоточковому контакті: потужність ( $\Phi_c$ ) і питома робота ( $\Phi_a$ ). На другому етапі досліджувалась зміна сил кріпа в точках контакту коліс з рейками стосовно вибраного варіанту трибологічного стану контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками.

### ***2.2.1 Вплив трибологічного стану контактних поверхонь між колесами і рейками на взаємодію вантажного тепловоза і шляху***

Рух секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 моделювався на вибігу і в тяговому режимі. З огляду на те, що рух тепловоза під тягою є основним

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

експлуатаційним режимом, результати моделювання саме цього режиму наводяться для порівняльного аналізу впливу трибологічного стану контактних поверхонь між колесами і рейками на взаємодію рухомого складу та колії. З огляду на те, що знос коліс локомотива при русі в кривій визначається квазістатичними значеннями контактних сил, швидкостей ковзання і кутів набігання, а безпеку руху – максимальними значеннями сил, програмою дослідження передбачалося моделювання руху по шляху без нерівностей і з вертикальними і горизонтальними нерівностями рейкових ниток.

**Бічні сили.** У всіх варіантах максимальний вплив на колію надають 1 і 4 колісні пари. На рисунку 2.4 наведені графіки саме цих колісних пар.

З представлених на рисунку 2.4 графіків випливає, що відносно вихідного варіанту 1 зміна коефіцієнтів тертя на контактні поверхні між колесами рухомого складу і рейками відповідно до розглядаємих варіантів трибологічних станів контактних поверхонь між колесами і рейками призводить до наступних змін бічних сил в відсотках для 1 колісної пари (в дужках - для 4 колісної пари) при швидкості руху 30 км/год, коли спостерігається установка колісних пар в візку в положення найбільшого перекосу, і при швидкості руху 70 км/год, коли реалізується вільна установка колісних пар у візку:

Варіант 1 – початковий;

Варіант 2 – при швидкості 30 км/год зменшення до 1% (збільшення до 2%);  
– при швидкості 70 км/год збільшення до 4% (4%);

Варіант 3 – при швидкості 30 км/год зменшення до 85% (89%);  
– при швидкості 70 км/год зменшення до 47% (40%);

Варіант 4 – при швидкості 30 км/год зменшення до 88% (89%);  
– при швидкості 70 км/год зменшення до 47% (40%);

Варіант 5 – при швидкості 30 км/год зменшення до 88% (89%);  
– при швидкості 70 км/год зменшення до 48% (40%).

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

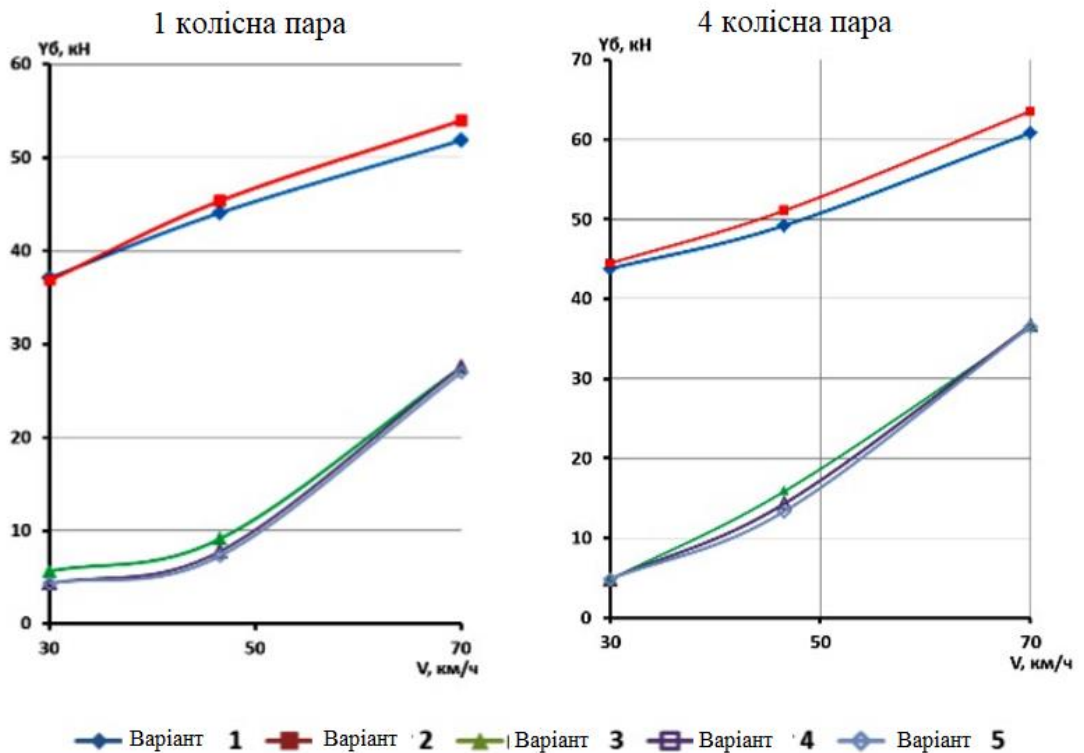


Рисунок 2.4 - Залежність бічних сил від трибологічного стану контактних поверхонь між колесами і рейками в режимі тяги

З використаних при комп'ютерному моделюванні руху екіпажу в кривій факторів зносу гребеня набігаючого колеса, проаналізуємо питому роботу ( $\Phi_a$ ) сил тертя в контакті гребенів з рейками і фактор зносу потужності сил тертя в залежності від швидкості ковзання ( $\Phi_c$ ), фізичний зміст якого є потужність тертя.

Фактори зносу  $\Phi_c$  і  $\Phi_a$  визначаються за формулами:

$$\Phi_c = Y_H \cdot k_f \cdot V_s, \quad (2.48)$$

де  $\Phi_c$  – фактор зносу потужності сил тертя, кН м/с (кВт);

$Y_H$  – направляюча сила, кН;

$k_f$  – коефіцієнт тертя ковзання в парі тертя « рейка – гребінь колеса » ;

$V_s$  – швидкість ковзання в кривих, м/с ;

$$\Phi_a = \frac{\int_0^{t_M} (V_s \cdot N_2 \cdot k_f) dt}{V_{t_M}}, \quad (2.49)$$

де  $\Phi_a$  – питома робота сил тертя, Дж/м;

$N_2$  – нормальна сила в точці контакту гребня та рейки, кН;

$V$  – швидкість руху екіпажу, м/с;

$dt$  – величина кроку інтегрування, с;

$t_M$  – час моделювання, с.

Добуток  $N_2 \cdot k_f$  – поздовжньої сили тертя між гребнем колеса та рейкою;  
вираз  $(V_s \cdot N_2 \cdot k_f)dt$  визначається робота сил тертя на одному кроці інтегрування;  
 $V \cdot t_M$  – шлях, пройдений локомотивом за час моделювання.

Графіки (рисунок 2.5) цих факторів зносу для розглянутих варіантів трибологічних станів контактних поверхонь між колесами і рейками показують, що відносно початкового варіанту 1 зміна коефіцієнта тертя на контактні поверхні контактних поверхонь між колесами і рейками відповідно до розглянутих варіантів трибологічного стану контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками призводить до наступних змін факторів зносу гребеня в відсотках для 1 колісної пари (в дужках для 4-колісної пари):

Фактор зносу питома робота  $\Phi_a$ :

Варіант 1 – початковий;

Варіант 2 – при швидкості 30 км/год зменшення до 67% (66%);

– при швидкості 70 км/год зменшення до 65% (64%);

Варіант 3 – при швидкості 30 км/год зменшення до 96% (90%);

– при швидкості 70 км/год зменшення до 77% (75%);

Варіант 4 – при швидкості 30 км/год зменшення до 99% (98%);

– при швидкості 70 км/год зменшення до 64% (56%);

Варіант 5 – при швидкості 30 км/год зменшення до 99% (99%);

– при швидкості 70 км/год зменшення до 88% (85%);

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

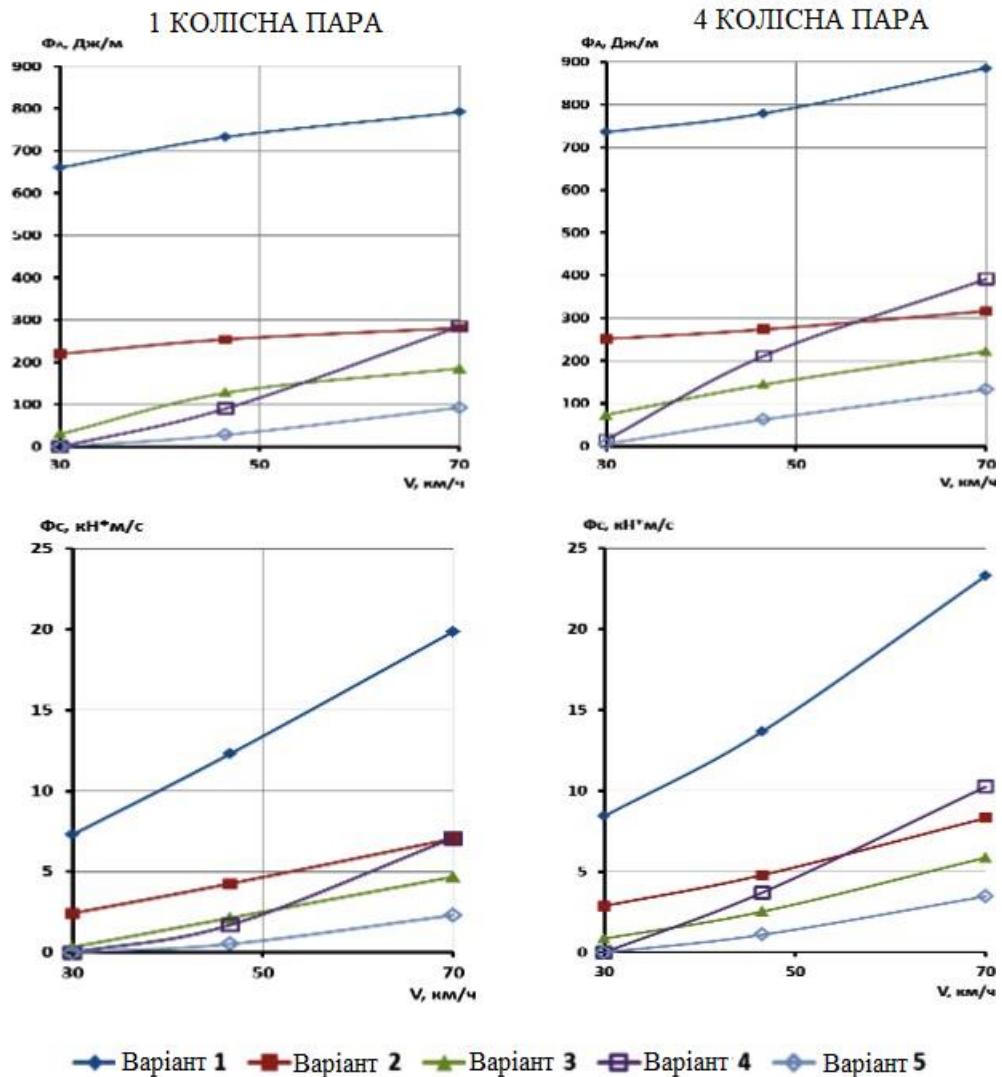


Рисунок 2.5 - Залежність факторів зносу гребеня набігаючого колеса вантажного тепловоза від трибологічного стану контактних поверхонь між колесами і рейками в режимі тяги

Фактор зносу потужності сил тертя в залежності від швидкості ковзання ( $\Phi_c$ ):

Варіант 1 – початковий;

Варіант 2 – при швидкості 30 км / год зменшення до 68% (66%);

– при швидкості 70 км / год зменшення до 65% (64%);

Варіант 3 – при швидкості 30 км / год зменшення до 95% (90%);

– при швидкості 70 км / год зменшення до 76% (75%);

Варіант 4 – при швидкості 30 км / год зменшення до 99% (99%);

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.150201.000.01MP.ПЗ

Арк.

50

– при швидкості 70 км / год зменшення до 64% (56%);

Варіант 5 – при швидкості 30 км / год зменшення до 99% (99%);

– при швидкості 70 км / год зменшення до 88% (85%).

З аналізу отриманих результатів комп'ютерного моделювання впливу трибологічного стану контактних поверхонь між колесами і рейками на взаємодію секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 в режимі тяги і шляху слідує, що:

– зміна трибологічного стану між колесами і рейками, тобто зміна коефіцієнтів тертя на контактних поверхнях між колесами і рейками щодо варіанту 1 впливає на бічні сили і фактори зносу гребенів коліс ( $\Phi_a$ ,  $\Phi_c$ );

– одночасне зниження коефіцієнта тертя ковзання гребеня набігаючого колеса по боковій поверхні і викружки зовнішньої рейки і коефіцієнта тертя на поверхні катання збігаючого колеса по внутрішньому рельсу сприяє зменшенню бічних сил (варіант 3);

– зниження коефіцієнта тертя ковзання в контакті між гребенем набігаючого колеса з бічною поверхнею і окружкою зовнішньої рейки в варіанті 2 практично не впливає на бічні сили;

– зміна коефіцієнтів тертя на контактних поверхнях між колесами і рейками щодо варіанту 1 призводить до зменшення фактору зноса гребеня набігаючого колеса - питомої роботи ( $\Phi_a$ ). У всіх розглянутих у варіантах трибологічного стану між колесами і рейками, більш значне зменшення  $\Phi_a$  спостерігається при зниженні коефіцієнта тертя ковзання в контакті між гребенем набігаючого колеса з бічною поверхнею і окружкою зовнішньої рейки у варіантах 3 і 5;

– зменшення бічних сил спостерігається при одночасному зниженні коефіцієнта тертя ковзання гребеня набігаючого колеса по бічній поверхні і викружки зовнішньої рейки і коефіцієнта тертя на поверхнях катання зовнішньої і внутрішньої рейки (варіант 5);

– зміна коефіцієнтів тертя на контактних поверхнях між колесами і рейками щодо варіанту 1 призводить до зменшення фактора зноса потужності сил тертя в залежності від швидкості ковзання ( $\Phi_c$ ) у всіх розглянутих в варіантах

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

трибологічного стану між колесами і рейками, більш значне зменшення  $\Phi_c$  спостерігається при зниженні коефіцієнта тертя ковзання в контакті між гребенем набігаючого колеса з бічної поверхнею і окружкою зовнішньої рейки в варіантах 3 і 5;

– з розглянутих варіантів трибологічного стану між колесами і рейками найбільш ефективними по боковому впливу на колію та факторам зносу для секції тепловоза 2ТЭ116 в режимі тяги є варіанти 3 і 5.

Зміна сил взаємодії екіпажу вантажного тепловоза і шляху, а також факторів зносу гребенів коліс при нанесенні мастильного матеріалу на контактні поверхні між колесами і рейками пов'язано зі зміною характеру дії сил кріпа.

В результаті проведення другого етапу комп'ютерного моделювання отримані значення сил поздовжнього і поперечного кріпа для варіантів трибологічного стану між колесами і рейками 3 і 5. Проведено їх порівняння з вихідним варіантом 1 і варіантом 2, який широко застосовується на мережі залізниць. На рисунку 2.6 представлено розподіл і зміна сил кріпа і тертя при швидкості руху вантажного тепловоза 30 км/год в режимі тяги по колесах переднього візка.

Аналіз розподілу поздовжніх і поперечних сил кріпа під колесами вантажного тепловоза при швидкості руху 30 км/год в режимі тяги показує, що при варіанті 2 поздовжні сили кріпа:

– на гребенях набігаючих на зовнішню рейку коліс першої і другої колісних пар зменшуються до 67% і 69% відповідно;

– на поверхнях катання коліс зростають від 16% до 67%, так як реалізація сили тяги в основному відбувається на поверхнях катання коліс, поперечні сили кріпа змінюються незначно.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

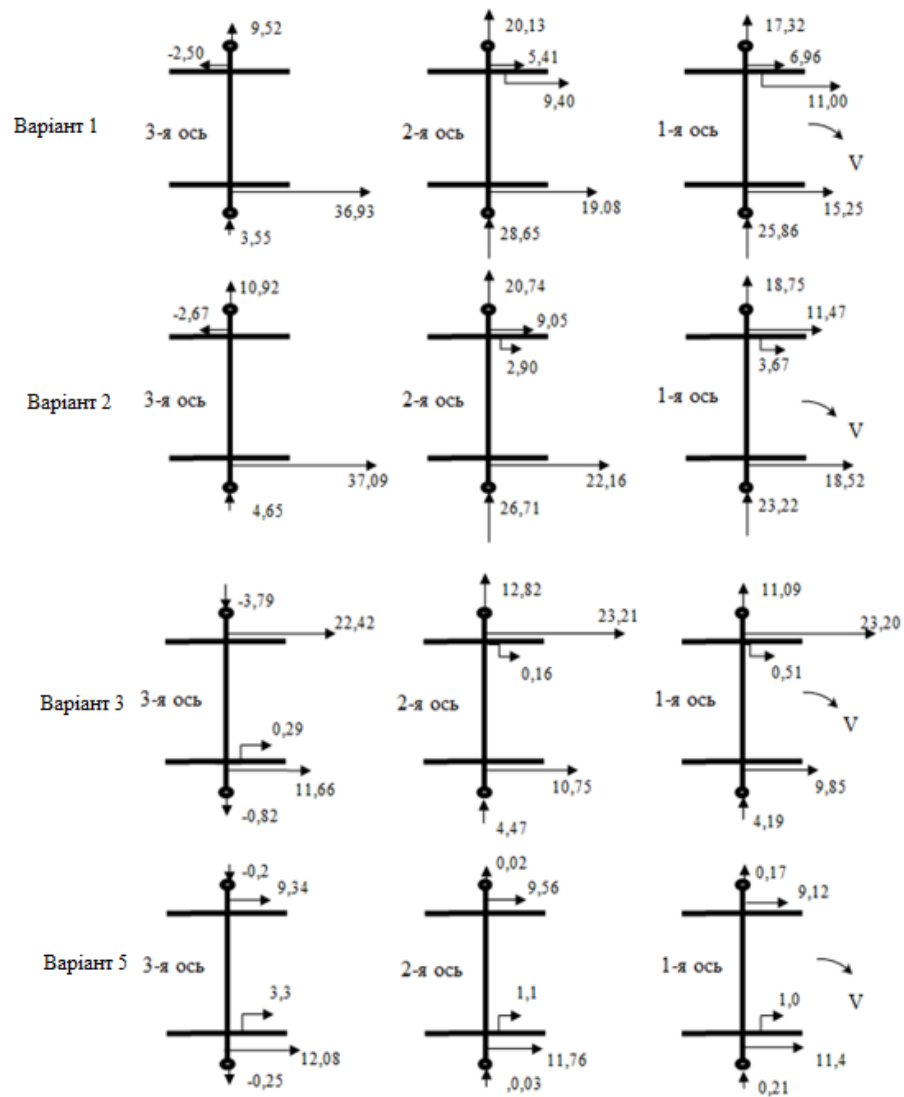


Рисунок 2.6 - Розподіл сил поздовжнього і поперечного кріпа в режимі тяги по колісним парам першого візка вантажного тепловоза при  $V = 30$  км/год, кН

Відсутні значні зміни поздовжніх і поперечних сил кріпа на третій колісній парі. Результати такого перерозподілу поздовжніх сил кріпа на поверхні кочення коліс:

- збільшуються бічні сили;
- зменшуються поздовжні сили кріпа на гребнях, набігаючих на зовнішній рейок коліс, що призводить до зменшення факторів зносу гребеня  $\Phi_a$  і  $\Phi_c$  (див. рисунок 2.5). У варіанті 3 по відношенню до варіанту 1 поперечні сили кріпа зменшуються: на першій колісній парі до 65%; на другий колісній парі на 64%; на

третьої колісній парі в 1,35 рази. Поздовжні сили кріпа на гребені набігаючого колеса першої колісної пари зменшуються до 95%, другої колісної пари також зменшуються до 98%. У той же час поздовжні сили кріпа на всіх колесах, що рухаються по зовнішньому рельсу, збільшуються таким чином, що сила тяги в більшій мірі буде реалізовуватися на зовнішньому рейці, в результаті чого з'явиться момент, відвертається колісні пари від зовнішньої рейки в кривій.

У варіанті 5 спостерігається наступне: поперечні сили кріпа практично відсутні, значення поздовжніх сил кріпа на колесах, що рухаються по внутрішній рейці до 29% більше ніж на колесах, що рухаються по зовнішньому рельсу.

На підставі розподілу сил поздовжнього і поперечного кріпа і тертя для розглянутих варіантів трибологічних стану між колесами і рейками, представленого на рисунку 2.6, проведені розрахунки по визначенню моментів опору повороту передньої візка вантажного тепловоза, які наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Моменти опору повороту передньої візка вантажного тепловоза

Номер варіанта трибологічних стану рейок	Момент опору повороту візка, кН м
1	104,2
2	96,2
3	27,9
5	27,3

Як видно з таблиці 2.2, щодо варіанту 1, у варіанті 3 момент опору повороту візка вантажного тепловоза зменшується в 3,7 рази, в варіанті 5 - в 3,8 рази. Трибологічний стан контактних поверхонь між колесами і рейками в умовах експлуатації істотно впливає на тягові якості локомотивів. Зміна коефіцієнта тертя між гребенем набігаючого колеса і бічній грані головки зовнішньої рейки за умовами варіанта 2 викликає зменшення сил тертя ковзання гребенів набігаючих коліс на цьому рейці. В результаті цього відбувається зменшення додаткової складової цієї опору руху тепловоза в кривій, в той же час при найменшій з розглянутих швидкостей 30 км/год поздовжні сили кріпа, що реалізують силу тяги

в контактi, змінюються незначно. У варіанті 3 щодо варіанта 2 знижується коефіцієнт тертя між поверхнею кочення колеса і поверхнею кочення внутрішнього рейки.

В процесі комп'ютерного моделювання отримані дані, що дозволяють оцінити вплив зазначених вище змін коефіцієнтів тертя на тягові якості локомотива 3. Для отримання зазначеної оцінки розраховувалася сила тяги, яка реалізується кожної колісною парою, а також локомотивом в цілому. Для кожної колісної пари сила тяги є сума поздовжніх сил кріпа на поверхностях катання обох коліс і гребені набігаючого на рейок колеса. В таблиці 2.3 дані результати розрахунків для швидкості 30 км/год.

Таблиця 2.3 - Сили тяги по осях однієї секції тепловоза 2ТЭ116, кН

Номер варіанта	Сила тяги по осях колісної пари						Сумарна сила тяги тепловоза
	1	2	3	4	5	6	
1	33,21	33,90	34,47	33,02	33,73	34,50	202,83
2	33,65	34,11	34,46	33,56	34,04	34,49	204,31
3	33,56	34,12	34,37	33,84	34,21	34,38	204,47
5	21,47	22,11	25,73	25,22	24,68	28,57	148,24

З таблиці 2.3 випливає, що в варіантах 2 і 3 відносно вихідного варіанта та 1 сила тяги практично не змінюється, а у варіанті 5 вона зменшується на 27%.

За представленими на рисунку 2.6 поздовжнім  $F_{ijn}^{x^2}$  і поперечним  $F_{inj}^{y^2}$  силам кріпа розраховані їх значення по колесах, які є векторної сумою мій двох цих складових

$$F_{ijn} = \sqrt{F_{ijn}^{x^2} + F_{inj}^{y^2}}. \quad (2.50)$$

Для порівняння таблиць 2.4, 2.5, 2.6 представлені значення  $F_{ijn}^{x^2}$ ,  $F_{inj}^{y^2}$ ,  $F_{ijn}$ , нормальне навантаження  $N_{ijn}$  та сила тертя ковзання  $T_{ijn}$ .

Таблиця 2.4 - Розрахункові сили в контактi колiс з рейками для варiанта 1, кН

№ колеса (ijn)	$F_{ijn}^x$	$F_{ijn}^y$	$F_{ijn}$	$N_{ijn}$	$k_f$	$T_{ijn}$
111	6,96	17,32	18,67	67,92	0,3	18,88
112	15,25	25,86	30,02	100,51	0,3	30,15
121	5,41	20,13	20,84	70,48	0,3	21,14
122	19,08	28,65	34,43	116,22	0,3	34,87
131	-2,50	9,52	9,85	92,97	0,3	27,89
132	36,93	3,55	37,10	123,91	0,3	37,17
211	5,45	21,65	22,32	75,0,2	0,3	22,51
212	14,76	33,45	36,56	122,17	0,3	36,65
221	2,13	24,79	24,88	84,10	0,3	25,23
222	17,29	35,12	39,14	136,50	0,3	40,95
231	-9,30	9,54	13,32	116,31	0,3	34,89
232	43,78	3,75	43,94	149,71	0,3	44,91

Таблиця 2.5 - Розрахункові сили в контактi колiс з рейками для варiанту 3,кН

№ колеса (ijn)	$F_{ijn}^x$	$F_{ijn}^y$	$F_{ijn}$	$N_{ijn}$	$k_f$	$T_{ijn}$
111	23,20	11,09	25,71	86,01	0,3	25,80
112	9,85	4,19	10,71	107,67	0,1	10,77
121	23,21	12,82	26,51	88,48	0,3	26,54
122	10,75	4,47	11,64	117,19	0,1	11,72
131	22,42	-3,79	22,73	100,31	0,3	30,09

Продовження таблиці 2.5

1	2	3	5	6	6	7
132	11,66	-0,82	11,63	117,40	0,1	11,74
211	22,18	20,30	30,07	100,79	0,3	30,24
212	10,24	7,73	12,83	128,61	0,1	12,86
221	21,08	22,97	31,18	104,06	0,3	31,22
222	11,36	7,86	13,81	138,93	0,1	13,89
231	20,12	-5,44	20,84	124,99	0,3	37,50
232	14,08	-1,20	14,13	141,60	0,1	14,16

Таблиця 2.6 - Розрахункові сили в контактні коліс з рейками для варіанту 5, кН

№ колеса (ijn)	$F_{ijn}^x$	$F_{ijn}^y$	$F_{ijn}$	$N_{ijn}$	$k_f$	$T_{ijn}$
111	9,12	0,17	9,12	90,65	0,1	9,07
112	11,42	0,21	11,41	113,40	0,1	11,34
121	9,56	0,02	9,56	94,95	0,1	9,49
122	11,76	0,03	11,76	116,82	0,1	11,68
131	9,34	-0,20	9,34	92,84	0,1	9,28
132	12,08	-0,26	12,08	120,01	0,1	12,00
211	10,29	0,25	10,29	102,26	0,1	10,23
212	12,95	0,30	12,95	128,66	0,1	12,87
221	11,02	0,01	11,02	109,48	0,1	10,95
222	13,48	0,01	13,48	133,92	0,1	13,39
231	11,40	-0,40	11,41	113,37	0,1	11,34
232	14,10	-0,48	14,11	140,17	0,1	14,02

Порівняльний аналіз таблиць 2.4-2.6 показує:

– у варіанті 5 сила тяги реалізується на поверхні кочення коліс, причому на колесах, що рухаються по внутрішньому рельсу, вона трохи більше, при цьому поперечні сили кріпа практично відсутні.

– у варіанті 3 основна частина сили тяги реалізується набігають колесами, що рухаються по зовнішньому рейки;

– у варіанті 1 основна частина сили тяги реалізується колесами, які рухаються по внутрішньому рельсу.

У варіантах 1 і 3 значення сил тертя ковзання по всіх коліс більше відповідних їм сумарних сил кріпа (існує запас по зчепленню), що впливає з зіставлення сумарних сил кріпа з силами тертя ковзання відповідних коліс.

У варіанті 3 колеса з внутрішнього рельсу котяться на межі зчеплення, в той же час є запас по зчепленню на колесах, що котяться по зовнішньому рельсу. З цього впливає, що колеса вантажного тепловоза в режимі тяги при трибологічному стані контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками за варіантом 3 будуть котитися по рейках без ковзання.

У варіанті 5 запасу по зчепленню немає, на всіх колесах значення сил тертя менше векторної суми поздовжніх  $F_{ijn}^x$  і  $F_{ijn}^y$  поперечних сил кріпа відповідних коліс. Це свідчить про те, що колеса будуть рухатися по рейці з ковзанням.

Порівнюючи з варіантом 1 значення нормальних сил  $N_{ijn}$  в точках контакту коліс з рейками, отриманих для варіантів 2, 3 і 5, приходимо до висновку, в вихідному варіанті 1 вони менше, ніж в інших випадках. Отже, через гребені набігаючих коліс передається значна частина вертикального навантаження при початковому варіанті 1.

З аналізу результатів комп'ютерного моделювання взаємодії секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 і шляхи при різних трибологічних станів контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейкою в русі по кривій слід, що найбільш ефективним варіантом трибологічному стану

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

контактних поверхонь між колесами і рейками для секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 в режимі тяги є варіант 3 (комбінована лубрикація), який, на відміну від інших варіантів забезпечує оптимальне поєднання зниження бічних сил і фактор зносу: питомої роботи ( $\Phi_a$ ) сил тертя в контакті гребенів з рейками і потужності сил тертя в залежність для мости по швидкості ковзання ( $\Phi_c$ ) при русі вантажного тепловоза в режимі тяги без прослизання коліс і зниження сили тяги. Варіант 5 (змазування поверхонь катання зовнішнього і внутрішнього рейок в поєднанні з нанесенням мастильного матеріалу на бічну грань головки зовнішньої рейки в кривій перевершує варіант 3 (комбінована лубрикація) по зниженню бічних сил і факторів зносу  $\Phi_a$  і  $\Phi_c$ .

### **2.3 Визначення раціональних коефіцієнтів тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками**

Граничні значення коефіцієнтів тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками, застосовані для комп'ютерного моделювання взаємодії рухомого складу та колії (п. 2.2), дозволили визначити оптимальні варіанти трибологічних стану рейок по боковому впливу рухомого складу на шлях і факторинговим компаніям зносу  $\Phi_a$  і  $\Phi_c$ . Але ґрунтуючись на вимогах керівних документів з проведення тягових і гальмівних розрахунків, вітчизняному та світовому досвіді експлуатації залізниць, а також раніше проведених комп'ютерного моделювання та натурних випробуваннях необхідно визначити раціональні коефіцієнти тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками за умовами тяги і гальмування.

Для розрахунку вписування рухомого складу в криві прийнята «Величина коефіцієнта тертя на поверхні катання головки рейки 0,25» [8]. Концепцією розвитку лубрикації системи колесо – рейка встановлено, що «Коефіцієнт тертя на бічних гранях головок рейок безпосередньо після нанесення мастильного матеріалу повинен складати не більше 0,1» [19], і не повинен перевищувати значення 0,3 в установлений графіком період чергового змащування [19]. Відповідно до «технічними вимогами на мастильні матеріали для лубрикації

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

зони контакту коліс з рейками:

- безпосередньо після нанесення мастильного матеріалу - 0,15;
- після пропуску 15000 осей колісних пар - 0,25 [20].

В результаті проведених раніше досліджень, «за результатами комп'ютерного моделювання визначено оптимальні значення коефіцієнтів тертя» [6] в точках контакту коліс рухомого складу з рейками для комбінованої лубрикації, які становлять:

- на бічній грані головки зовнішньої рейки від 0,06 до 0,15;
- на поверхні кочення внутрішнього рейки від 0,18 до 0,25 [6].

Центром транспортних технологій (ТТСІ) по проведеним в США загальним обстеженням практики застосування мастила в контакті «колесо-рейка», результатами комп'ютерного моделювання та натурних випробувань на експериментальному кільці в Пуебло, штат Колорадо рекомендовано наступне:

- величина коефіцієнта тертя на поверхні катання головки рейки повинна знаходитися в межах від 0,3 до 0,35;
- величина коефіцієнта тертя на бічній грані головки рейки повинна бути менше 0,25 (чим менше, тим краще) [21].

При визначенні раціональних значень коефіцієнтів тертя між колесом і рейкою необхідно звернути увагу на їх граничні значення, що забезпечують рух і гальмування рухомого складу по зчепленню ко ліс з рейками. Стосовно до вантажного тепловоза 2ТЭ116 відповідно до Правил тягових розрахунків для поїзної роботи [22], розрахунковий коефіцієнт зчеплення  $\psi_k$  копределється за формулою:

$$\Psi_k = 0,118 + \frac{5}{27,5 + V}, \quad (2.51)$$

де  $V$  - швидкість руху тепловоза, км/год.

При наявності на розрахункових і найважчих підйомах кривих малого радіуса (менше 800 м) розрахунковий коефіцієнт зчеплення  $\psi_{k\text{кр}}$  визначається за формулою:

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Psi_{K_{кр}} = \Psi_K \frac{3,5R}{400 + 3R}, \quad (2.52)$$

Залежність коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою від коефіцієнта тертя  $k_f$  між колесом і рейкою і швидкості руху тепловоза реалізуючу силу тяги по зчепленню має такий вигляд [8]:

$$\Psi_K = k_f \frac{1 + 0.00068V}{1 + 0.034V}, \quad (2.53)$$

де  $k_f$  - коефіцієнт тертя між колесом і рейкою при швидкості ковзання  $V_{ск} = 0$ ;

$V$  - швидкість руху тепловоза, що реалізує силу тяги по зчепленню, км/год.

Підставивши в формулу (2.53) значення з формул 2.51 і 2.52 отримаємо

$$\Psi_p = 0,21 \frac{V + 200}{3V + 200} \cdot \frac{P_{cm} + 100}{4P_{cm} + 100}, \quad (2.54)$$

де  $P_{cm}$  - навантаження колісної пари на рейку, тс.

Розрахунки виконані для трьох значень швидкості руху рухомого складу в кривій радіусом 300 м:

30 км/год - мінімальна прийнята швидкість руху; 46,6 км/год - рівноважна швидкість, коли непогашене поперечне прискорення відсутня; 70 км/год - максимальна швидкість руху екіпажу, обмежена непогашеним прискоренням  $a_n = 0,7 \text{ м/с}^2$  і представлені в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 - Коефіцієнт тертя між колесом і рейкою для вантажного тепловоза 2ТЭ116 в режимі тяги, в кривій радіусом 300 м

Швидкість руху, км/год	Розрахунковий коефіцієнт зчеплення в режимі тяги, $\psi_{до кр}$	Коефіцієнта тертя між колесом рейкою в режимі тяги, $k_f$	Розрахунковий коефіцієнт зчеплення при гальмуванні, $\psi_p$
30	0,17	0,17	0,17
46,6	0,15	0,15	0,15
70	0,14	0,14	0,14

Як результат розрахунку для швидкості руху 30 км/год отримано найбільше значення  $kf = 0,17$ , нижче якого колеса при реалізації сили тяги на цій швидкості руху почнуть боксоване.

З аналізу таблиці 2.7 випливає, що розрахункові коефіцієнти зчеплення при гальмуванні  $\psi_p$  і розрахункові коефіцієнти зчеплення в режимі тяги  $\psi_{к\ кр}$  при відповідних швидкостях мають однакові значення. Тому можна зробити допущення, що коефіцієнти тертя між колесом і рейкою при гальмуванні будуть так само рівні коефіцієнтам тертя між колесом і рейкою в режимі тяги для відповідних швидкостей руху тепловоза. З огляду на це і беручи до уваги те, що необхідно мати запас при реалізації сили тяги по тертю доцільно прийняти в якості оптимального значення коефіцієнта тертя  $kf = 0,18$ .

$$[\psi_p] = \psi_{(p_{cm})} \cdot \psi(V), \quad (2.55)$$

де  $\psi(V)$  - функція швидкості, що залежить від динамічних властивостей рухомого складу

Для підтвердження результатів і перевірки аналітичних розрахунків по визначенню раціональних коефіцієнтів тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками проведено комп'ютерне моделювання.

Комп'ютерне моделювання проводилося із застосуванням програмного комплексу UM. «Для обчислення сил в контакті колеса і рейки використовувався алгоритм FASTSIM» [6]. У UM передбачено завдання як змінних, так і постійних коефіцієнтів тертя в контактах колеса з рейкою.

Для кожної рейки вводилося два основних коефіцієнта тертя: на поверхні катання рейки і на бічній грані головки рейки [6]. На поверхні рейки можна виділити три контактних ділянки: поверхню катання з постійним в поперечному напрямку коефіцієнтом, бічна внутрішня грань головки рейки з постійним в поперечному напрямку коефіцієнтом тертя і перехідний ділянку, на якому коефіцієнт тертя безперервно по лінійному закону в залежності від кута переходить «від значення коефіцієнта тертя на поверхні катання рейки до значення коефіцієнта тертя на бічній грані головки рейки» [6] (рисунок 2.7). Для поділу профілю на зони тертя задавалися кути  $\beta r, \beta S$ .

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тертя на незмазаних рейках приймався 0,25. Мінімальне значення коефіцієнта тертя змазаних ділянок рейки приймалося 0,1, розглядалися також проміжні значення коефіцієнта тертя рівні 0,25, 0,2 і 0,15.

Сканування проводилося за двома параметрами:

- 1) коефіцієнт тертя на поверхні кочення внутрішнього рейки в кривій.
- 2) коефіцієнт тертя бічної грані головки зовнішньої рейки.

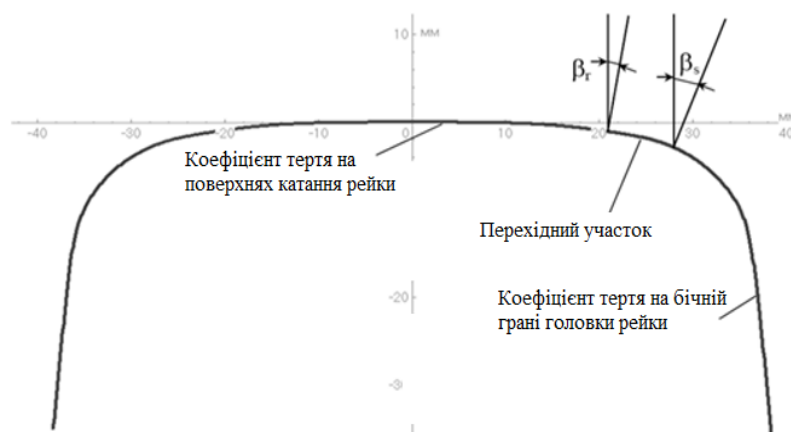


Рисунок 2.7 - Зміна коефіцієнта тертя на профілі рейки

Моделювання виконано для чотирьох значень швидкості руху по ресувні складу в кривій: 1, 30, 46,6 та 70 км/год.

Розглянуто варіант 3 (комбінована лубрикація) змащування рейок в кривих тобто одночасне змазування бічної грані головки зовнішньої рейки і поверхні катання внутрішнього рейки в кривій.

Досліджувався вплив різних співвідношень коефіцієнтів тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками на сумарні сили кріпа і сили тертя ковзання відповідних коліс в даних точках контакту. Як було відзначено в п. 2.2 за умови, що значення сил тертя ковзання  $T_{ijn}$  по колесах більше відповідних їм сумарних сил кріпа  $F_{ijn}$  ( $T_{ijn} > F_{ijn}$ ) то існує запас по зчепленню, тобто колеса рухомого складу рухаються по рейках без прослизання. Прослизання і, як наслідок, втрата і погіршення умов гальмування рухомого складу будуть виникати при негативних значеннях зіставлення сумарних сил кріпа з силами тертя ковзання відповідних коліс  $\Delta$  ( $\Delta = T_{ijn} - F_{ijn}$ ).

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зіставлення сумарних сил кріпа з силами тертя ковзання відповідних коліс  $\Delta$  при коефіцієнтах тертя між колесами рухомого складу і контакт- поверхнями головок рейок в кривій слід, що прослизання виникає на колесах вантажного тепловоза в режимі тяги при значеннях коефіцієнт тертя на поверхні кочення внутрішнього рейки менше 0,18. Це узгоджується з результатами аналітичних розрахунків.

З цього випливає, що при реалізації пропонованих раціональних коефіцієнт тертя на поверхні кочення зовнішнього головки рейки після нанесення мастильного матеріалу в діапазоні 0,18-0,25 буде забезпечено рух вантажного вагона у завантаженому та порожньому станах без прослизання коліс по рейках і гальмування без юза. Це узгоджується з результатами аналітичних розрахунків.

З аналізу результатів комп'ютерного моделювання взаємодії рухомого складу і колії при раціональних значеннях коефіцієнтів тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками при русі по кривій слід, що «мінімальна раціональне значення коефіцієнта тертя на поверхні катання головки зовнішньої рейки за умовами реалізації тяги і гальмування після нанесення мастильного матеріалу має становити» [24] не менше 0,18.

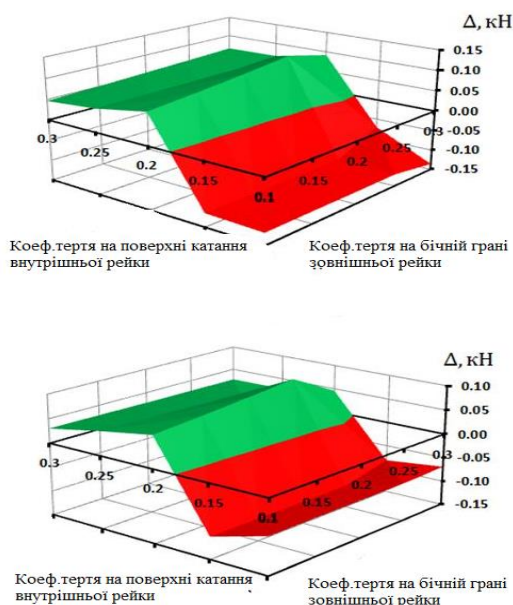


Рисунок 2.8 - Графіки зіставлення сумарних сил кріпа з силами тертя ковзання відповідних коліс для першої колісної пари вантажного тепловоза при русі по кривій радіусом 300 м із швидкістю  $V = 1$  км/год в режимі тяги

З аналізу вітчизняного і зарубіжного досвіду і в результаті проведених аналітичних розрахунків і комп'ютерного моделювання по застосуванню коефіцієнтів тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками в кривих слід (за умови, що тяга реалізується в основному на поверхні катання головки рейки), що раціональні коефіцієнти тертя за умовами тяги і гальмування матимуть наступні значення:

- на бічній грані головки зовнішньої рейки при відсутності мастильного матеріалу не більше 0,25;
- на бічній грані головки зовнішньої рейки після нанесення мастильного матеріалу в діапазоні 0,1-0,25;
- на поверхні катання головки зовнішнього і внутрішнього рейок при відсутності мастильного матеріалу не більше 0,25;
- на поверхні катання головки внутрішньої рейки після нанесення змащувального матеріалу в діапазоні 0,18-0,25

#### **2.4 Взаємодія рухомого складу та колії при раціональних коефіцієнтах тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками**

«За результатами комп'ютерного моделювання при різних трибологічних точках контакту коліс рухомого складу з рейками при русі по кривій» [25] (п. 2.2) визначені варіанти трибологічних стану контактних поверхонь рейок забезпечують комплексне зниження бічного дії на шлях рухомого складу і зниження факторів зносу  $\Phi_a$  і  $\Phi_c$  у всьому діапазоні швидкостей стосовно граничних значень коефіцієнтів тертя на контактних поверхнях рейок. Раціональні коефіцієнти тертя в точках контакту коліс рухомого складу з рейками були визначені п. 2.3, виходячи з умов забезпечення тяги і гальмування.

З представлених на рисунку 2.7 графіків випливає, що при застосуванні в варіанті 3 трибологічних стану контактних поверхонь (комбінована лубрикація) раціональних коефіцієнтів тертя замість граничних коефіцієнтів тертя також

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

призводить до зниження бічних сил щодо перехідного варіанту 1. Залежно від швидкості руху секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 відбувається наступне зниження бічних сил у відсотках для 1 колісної пари (в дужках - для 4 колісної пари):

- при швидкості 30 км/год зменшення до 47% (42%);
- при швидкості 70 км/год зменшення до 16% (14%).

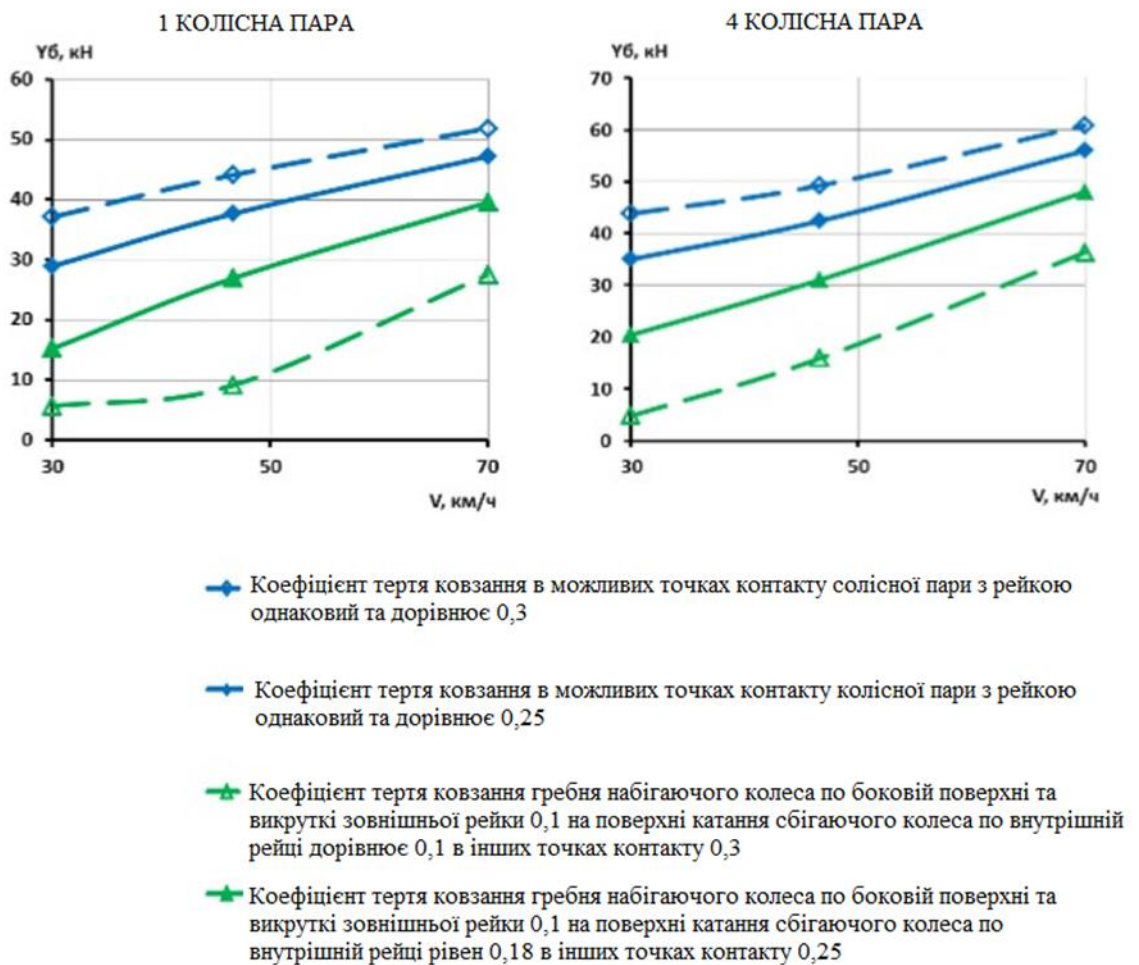


Рисунок 2.9 - Зміна бічних сил в залежності від швидкості руху секції вантажного тепловоза при раціональних коефіцієнтах тертя на контактних поверхнях рейок для варіанту 3

Аналогічна картина спостерігається стосовно і до чинників зносу гребенів коліс  $\Phi_a$  і  $\Phi_c$ . Залежно від швидкості руху секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 відбувається наступне зниження факторів зносу  $\Phi_a$  і  $\Phi_c$  в відсотках для 1 колісної

пари (в дужках - для 4 колісної пари):

Фактор зносу питома робота ( $\Phi_a$ ):

- при швидкості 30 км/год зменшення до 75% (72%);
- при швидкості 70 км/год зменшення до 64% (63%);

Фактор зносу потужність сил тертя в залежності по швидкості ковзання ( $\Phi_a$ ):

- при швидкості 30 км/год зменшення до 75% (72%);
- при швидкості 70 км/год зменшення до 64% (63%).

### Висновки за розділом:

Проаналізовано математичні моделі просторових коливань секції вантажного тепловоза, що дозволяють досліджувати ходову динаміку вантажного тепловоза на прямих і кривих ділянках колії при різних трибологічних станах в точках контакту коліс рухомого складу з рейками, давати оцінку зміни параметрів екіпажу в експлуатації і при його модернізації, визначати показники зносу коліс, визначати динамічну навантаженість приводу вантажного тепловоза [7].

Визначений за результатами комп'ютерного моделювання взаємодії наслідком шляху і секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 при різних варіантах трибологічних стану в точках контакту коліс рухомого складу з рейками найбільш ефективний варіант трибологічних стану контактних поверхностей рейок. Комбінована лубрикація - варіант який забезпечує в залежності від швидкості руху секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 в режимі тяги в діапазоні 30 ... 70 км/год, без прослизання коліс зниження:

- бічних сил до 89%;
- питомої роботи ( $\Phi_a$ ) Сил тертя в контактні гребенів з рейками до 95%;
- потужності сил тертя в залежності по швидкості ковзання ( $\Phi_a$ ) до 95%.

Визначено за результатами комп'ютерного моделювання взаємодії наслідком шляху і вантажного вагона на візках моделі 18-100 при різних варіантах трибологічних стану контактних поверхонь рейок найбільш ефективність варіанти трибологічних стану в точках контакту коліс рухомого складу з

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рейками - «комбінована лубрикація і одночасне зниження коефіцієнта тертя ковзання гребеня набігає колеса по боковій поверхні і викружки зовнішньої рейки і коефіцієнта тертя» [6] на поверхнях катання зовнішнього і внутрішнього рейок.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТРИБОЛОГІЧНОГО СТАНУ В ТОЧЦІ КОНТАКТУ КОЛЕС РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙКАМИ НА ВЗАЄМОДІЮ РУХОМОГО СКЛАДУ ТА ШЛЯХУ

## 3.1 Методика експериментальних досліджень

Проблема взаємодії колеса і рейки завжди була актуальною на залізничному транспорті, що визначає безпеку руху поїздів і найважливіші техніко-економічні показники експлуатації рухомого складу та колії.

У розділі 2 були визначені раціональні значення коефіцієнтів тертя при лубрикації. При цьому було допущено, що перспективною технікою лубрикації рейок для експлуатації локомотивів і вантажних вагонів є комбінована лубрикація рейок. Тому було проаналізовано експерименти в умовах реальної експлуатації[6] по ефективності техніки комбінованої лубрикації щодо незмазаних рейок.

Ходові динамічні і по впливу на колію випробування вантажного тепловоза 2ТЭ116 в навантаженому стані проводилися[6] для визначення, оцінки та порівняння динамічних і по впливу на колію показників при русі рухомого складу в кривій радіусом 300 м з різним трибологічним станом рейок.

Перед випробуваннями проводилися:

- підготовка рухомого складу та колії;
- градування тензометричних схем екіпажу і шляхи;
- інструментальні вимірювання дослідних ділянок шляху.

При підготовці рухомого складу проводилися такі заходи на локомотиві – обміри екіпажної частини (відстань між внутрішніми поверхнями коліс колісних пар, товщина гребенів), зважування, визначення жорсткості поперечного зв'язку колісних пар з візком, визначення моменту опору ( $M_{опр}$ ) повороту візка, установка датчиків.

При підготовці шляху до випробувань - такі заходи:

- обміри колії в кривій (відступу по ширині, рівню, під уклін рейок не

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перевищували допустимих меж, як для ненавантаженого шляху, так і за показниками вагона-колієвимірювача):

- наклейка тензодатчиків на крайках підшви рейки.

Реєстрація вимірювальних показників здійснювалася програмно - апаратним комплексом АСП-N1250, що включає:

- персональний комп'ютер;
- крейтову систему, що складається з крейта-контролера з вбудованим інтерфейсом зв'язку з комп'ютером, аналогово-цифрового перетворювача і калібратора сигналів, тензопідсилювача з програмованим фільтром, вібропідсилювачем з програмованим фільтром;

- програмний пакет для запису і обробки сигналів .

Оцінка впливу рухомого складу на шлях в кривій радіусів 300м проводилася по:

- напруженням в крайках підшви рейок;
- бічним силам за методом Шлюмпфа [6].

Для проведення випробувань формувався досвідчений поїзд:

- секція вантажного тепловоза 2ТЭ116 - 138 т;
- навантажений піввагон - 80 т;
- вагон-лабораторія - 57 т.

Випробування проводилися при русі випробовується локомотива переднім і заднім ходом в режимах вибігу, тяги, гальмування.

Дослідні поїздки здійснювалися в кривій радіусом 300 м. Крива вибиралася таким чином, щоб на ній можна було реалізувати непогашене прискорення до  $0,7 \text{ м/с}^2$ . Швидкості руху в кривій радіусом 300 м становили 30, 50, 70 км/год. Залізнична колія фіксованої ділянки шляху має наступну характеристику: рейки Р65 довжиною 25 м, наведений знос не більше 9 мм, шпали дерев'яні, епюра шпал 1840 шт. на 1 км, баласт щебеневої.

Вимірювання досліджуваних величин при різних швидкостях проводилися до набору необхідного обсягу інформації.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Обробка осцилограм включала в себе якісний аналіз динамічних процесів, при якому встановлювалася взаємозв'язок видів коливань елементів екіпажної частини. При подальшій обробці проводився спектральний аналіз, визначалися параметри розподілу ймовірностей, а також формальні значення вимірних величин. Для аналізу умов взаємодії коліс і рейок використовувалися матеріали відеозйомки. За результатами обробки осцилограму, будувалися графіки залежності тієї чи іншої динамічної характеристики в функції швидкості окремо для прямих і кривих ділянок колії. Сумарна похибка результатів випробувань, що включає похибка реєстрації та обробки дослідних даних, не перевищувала 8...10% [6].

### **3.2 Експериментальні дослідження бічного впливу на шлях рухомого складу при різних трибологічних станах в точках контакту коліс рухомого складу з рейками**

Для підтвердження результатів теоретичних досліджень впливу рухомого складу на шлях, при безпосередній участі автора поставлений ряд натурних експериментів щодо подальшого вдосконалення технології лубрикації рейок.

Вплив рухомого складу на шлях оцінювалося по напруженням в крайках підшви рейки. Додатково для вимірювання та оцінки бічних сил при дослідженнях бокового впливу на шлях секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 застосовувався метод Шлюмпфа.

Отримані експериментальним шляхом дані по впливу рухомого складу на шлях порівнювалися з розрахунковими значеннями бічних сил отриманих при комп'ютерному моделюванні.

Ділянка кривої був обладнаний двома типами тензометричними схемами (рисунок 3.1). За першою схемою (а) тензорезистори розташовувалися на підшві рейки посередині між шпалами. Складова бічного впливу визначалася як полуризність зовнішніх і внутрішніх напружень в підшві рейки.

Тензометрична схема для вимірювання тиску в крайках підшви рейки

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

представлена на рисунку 3.2.

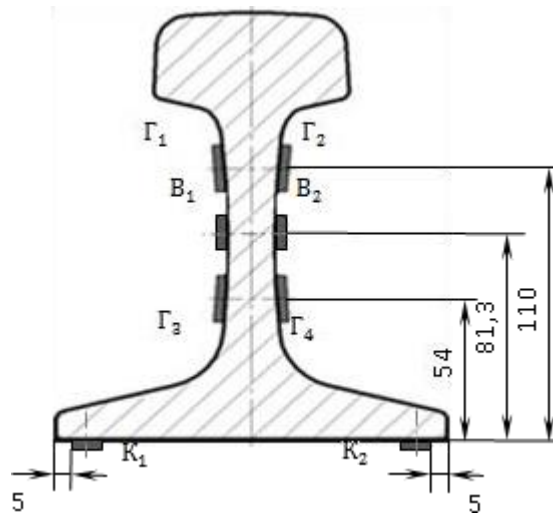


Рисунок 3.1 - Схеми наклепки тензорезисторів на рейок в кривій радіусом 300 м.:а) для визначення крамок напруг (тензорезистори К1, К2); б) для визначення горизонтальних (тензорезистори Г1...Г4) і вертикальних (тензорезистори В1, В2) навантажень від коліс на рейки за методом Шлюмпф.

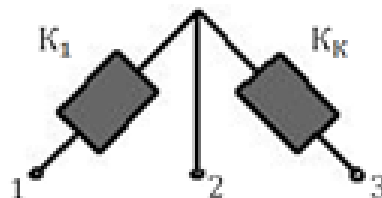


Рисунок 3.2 - Схема підключення тензорезисторів для вимірювання тиску в крайках підшви рейки: 1,2 – вихідний сигнал ( $V_U$ ); 1,3 – напруга джерело постійного струму ( $V_A$ );  $K_K$  - компенсаційний тензорезистор.

Вимірювання напруг в крайках підшви рейки проводилося із застосуванням тензометричних схем з температурною компенсацією, що формуються на зовнішньої і внутрішньої крайках підшви рейки в одному поперечному перерізі рейки. Активні тензорезистори орієнтувалися паралельно поздовжньої осі рейки, а компенсаційні - перпендикулярно поздовжньої осі рейки

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Калібрування тензометричних схем проводилася за допомогою включення в тензометричний канал паралельно з активним тензорезистором активного опору.

За основу другої схеми (б) була взята схема, розроблена Шлюмпфом (Метод Шлюмпфа) [26]. Метод дозволяє вимірювати бічні і вертикальні сили незалежно один від одного, він широко використовується в європейських країнах. Метод вимірювання прикладеної до рейки бічної сили зводиться до вимірювання згину моментів в шийці рейки в перетинах «А-А» і «Б-Б» (рисунок 3.3).

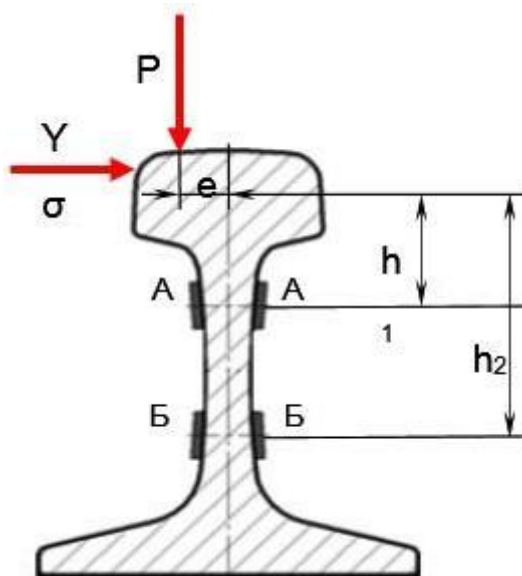


Рисунок 3.3 - Схема вимірювання в заданому перерізі рейки динамічних вертикальних  $P$  і бічних  $Y_{\delta}$  сил рухомого складу

$$M_A = Y_{\sigma} h_1 - P e; \quad M_B = Y_{\sigma} h_2 - P e, \quad (3.1)$$

де  $h_1, h_2$  – плечі додатку бокової сили  $Y_{\sigma}$ ;

$e$  – ексцентриситет прикладання вертикального навантаження  $P$ .

Звідси

$$Y_{\sigma} = \frac{M_A - M_B}{h_2 - h_1}. \quad (3.2)$$

Перетини "А" і "Б" вибирають таким чином, щоб моменти опору горизонтальних перетинів, що проходять через ці точки, були рівні, а наклеєні вертикально на шийку рейки тензорезистори в перетинах "А" і "Б" відчували

деформації, пропорційні чинним моментам  $M_A$  і  $M_B$ . Це досягається підбором однакової товщини шийок рейок по осі тензорезисторів в перетинах "А" і "Б". Моменти сил  $M_A$  і  $M_B$  віднімаються електрично в мостовій схемі включенням тензорезисторів в перерізі "А" в один напівміст, а тензорезисторів в перерізі "Б" в інший [27].

Тензометрична схема для вимірювання бічних сил на шийці рейки за методом Шлюмпфа представлена на рисунку 3.4, тензорезистори з'єднуються між собою за схемою моста Уитстона.

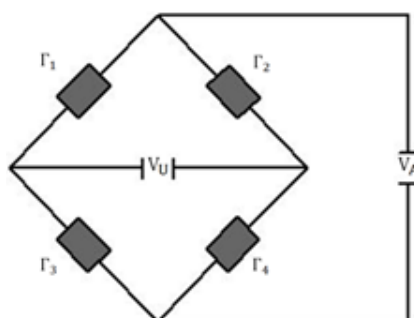


Рисунок 3.4 - Схема підключення тензорезисторів для вимірювання бічних сил за методом Шлюмпфа

Для градуювання кожної тензометричної схеми для вимірювання бічних сил за методом Шлюмпфа до рейки прикладалися вертикальні і горизонтальні сили. При додатку до голівки рейки вертикального навантаження (з ексцентриситетом) схема не чутлива, а між показниками тензорезисторів в схемі і значеннями бічної сили спостерігається чітка лінійна залежність.

На рисунку 3.5 приведена схема розташування тензорезисторів в кривій радіусом 300 м. Перетини наклейки кожної пари тензорезисторів були в межах двох ланок кругової кривої.

У представленій роботі виробляється порівняльний аналіз результатів випробувань, отриманих при трибологічних станах в точках контакту коліс рухомого складу з рейками за варіантами 1 і 2:

Варіант 1 - обидві рейки не змащені.

Варіант 2 - змазані бокова поверхня головки зовнішньої рейки і поверхню катання внутрішньої рейки (комбінована лубрикація).

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

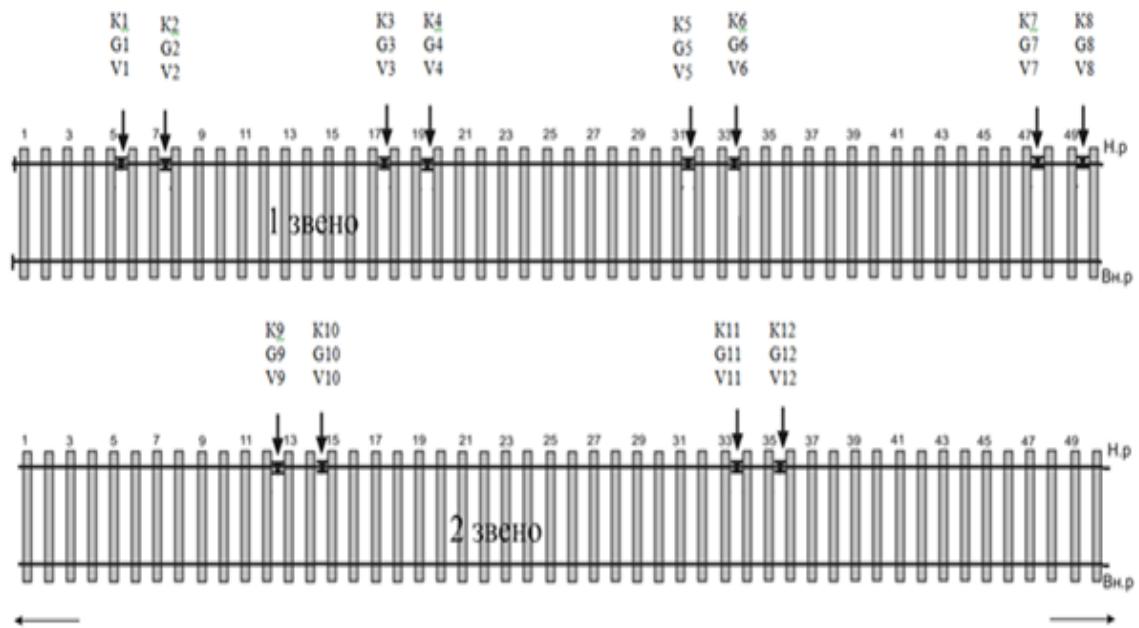


Рисунок 3.5 - Розташування тензометричних ділянок в кривій радіусом 300м:

(= -напруження в кромках подошви рельса(12- перетинів  $k_1 \dots k_{12}$  по 2 тензорезистора  $K_1-K_2$  в кожному);  $x$  – вертикальні сили від колеса на рельс (12- перетинів  $V_1 \dots V_{12}$  по 2 тензорезистора  $V_1-V_2$  в кожному);  $\downarrow$  - бокові сили від колеса до рельс (12- перетинів  $G_1 \dots G_{12}$  по 2 тензорезистора  $\Gamma_1-\Gamma_2$  в кожному)

Мастильний матеріал наносився по всій довжині тензометричної ділянки. Для визначення коефіцієнта тертя на бічній поверхні головки зовнішнього і поверхні катання внутрішнього рейок використовувався спеціально розроблений трибометр, опис якого дано в розділі 1.

Коефіцієнти тертя на контактних поверхнях рейок представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Коефіцієнти тертя на контактних поверхнях рейок

Місце зміни коефіцієнта тертя	Варіант 1	Варіант 2
Бокова поверхня головки наружного рельса	0,3...0,35	0,06...0,08
Поверхня катання внутрішнього рельса	0,25...0,3	0,17...0,2
Поверхня катання наружного рельса	0,25...0,3	0,25...0,3

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

0032.150201.000.01MP.ПЗ

Арк.

75

На графіках, представлених на малюнках 3.6 і 3.7, для порівняння приведені значення напіввізниць кромок напруг і бічних сил, що діють на зовнішню рейку від секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 при трибологічних станах рейок за варіантами 1 і 3. Для порівняння на малюнках 3.6, 3.7 представлені графіки значень розрахункових бічних сил, отриманих методом комп'ютерного моделювання, для відповідних коефіцієнтів тертя на контактних поверхнях рейок.

У таблиці 3.2 наведені значення напіввізниць кромок напруг і бічних сил (метод Шлюмпфа), що виникли при впливі на зовнішню рейку набігаючих коліс секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 при різних трибологічних станах рейок.

У таблиці 3.3 показані зміни напіввізниць кромок напруг і бічних сил (метод Шлюмпфа), в процентному відношенні для варіанту 3 трибологічного стану рейок для першої колісної пари. За 100% взято значення, отримані для варіанта 1.

Таблиця 3.2 - Значення бічного впливу на шлях секції тепловоза 2ТЭ116

Метод оцінки бічного впливу на шлях	№ вісі	Варіант 1			Варіант 2		
		швидкість руху, км / год			швидкість руху, км / год		
		30	50	70	30	50	70
За матеріалом кромки напруженням (МПа)	1	43,9	46,0	49,2	17,2	32,5	38,0
	4	39,3	40,4	51,3	15,4	27,4	42,0
Метод Шлюмпфа (кН)	1	41,3	49,9	52,4	25,3	33,3	37,7
	4	38,4	40,2	54,4	14,9	22,2	45,4

Таблиця 3.3 - Зміна значень напіввізниць кромочних напруг і бічних сил

Метод оцінки бічного впливу на шлях	Варіант 2		
	Швидкість руху, км / год		
	30	50	70
За кромочним напруженням, %	-61	-29	-23
Метод Шлюмпфа, %	-53	-32	-28

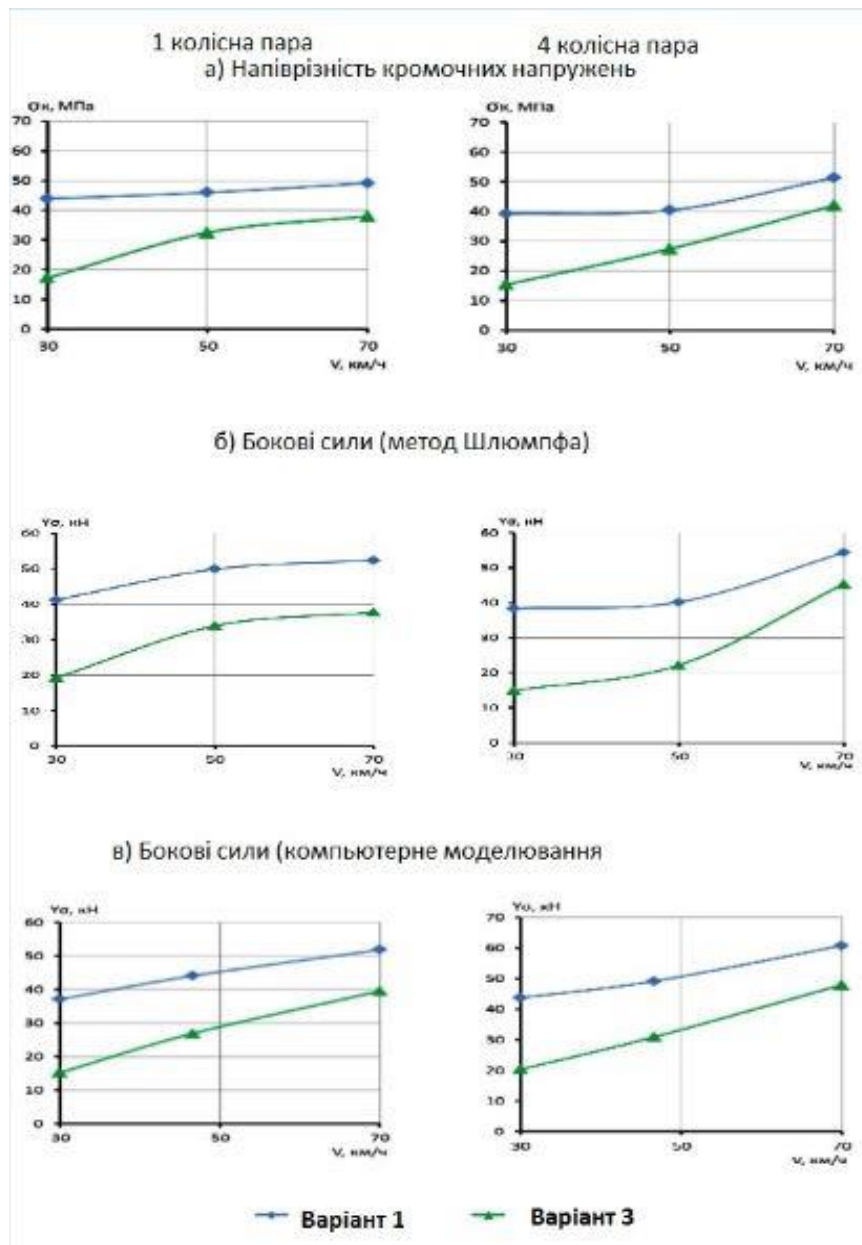


Рисунок 3.6 - напруги кромки і бічних сил для секції вантажного тепловоза 2ТЭ116

З наведених вище експериментальних даних ми можемо зробити наступні висновки:

– Експериментальні дослідження бічного впливу на шлях рухомого складу при різних трибологічних станах в точках контакту коліс рухомого складу з рейками підтверджують отриману раніше (в розділі 2) високу ефективність трибологічного стану за варіантом 3 тобто комбінованої лубрикації.

– В результаті випробувань встановлено, що для набігаючого колеса першої колісної пари секції вантажного тепловоза 2ТЭ116 в режимі тяги і в залежності

від швидкості руху при комбінованій лубрикації рейок в порівнянні з незмоцуваними рейками значення на піврізниці кромки напруг знижуються до 61%, бічні сили, виміряні методом Шлюмпфа, - до 53%. Простежується певна тенденція і збіжність експериментальних даних і даних, отриманих в результаті комп'ютерного моделювання.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

## **4 ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ З УПРАВЛІННЯ ТРИБОЛОГІЧНИМ СТАНОМ МІЖ КОЛЕСАМИ РУХОМОГО СКЛАДУ І РЕЙКОЮ**

Зростання інтенсивності перевізного процесу пред'являє до пересувних рейкозмащувачів вимоги забезпечення необхідної ефективності при мінімальній зайнятості графікових ниток. Це може бути забезпечено, по-перше, застосуванням систем лубрикації з автоматичною подачею необхідного обсягу мастильного матеріалу незалежно від швидкості руху, що дозволить включати рейкозмащувачі до складу графікових поїздів (наприклад, пасажирських і поштово-багажних) без заняття окремих ниток. По-друге, застосуванням мастильних матеріалів, що забезпечують високі антифрикційні і експлуатційні якості при мінімальних циклах змазування. Відомо, що чим нижче трибологічні і механічні якості мастильних матеріалів, тим частіше вони повинні наноситися на рейок.

Таким чином, завдання розробки високоефективних антифрикційних, зносостійких мастильних матеріалів і вдосконалення систем і технологій їх нанесення в зону контакту коліс рухомого складу з рейками продовжує залишатися актуальною в даний час.

### **4.1 Концепція і технічні рішення універсального всепогодного рейкозмащувального пристрою**

При виборі технічного рішення з управління трибологічним станом контактних поверхонь рейок враховувалося те, що відповідно до концепції розвитку лубрикації зони контакту «колесо-рейка» [19] технологія лубрикації ґрунтується на наступних принципах:

– по головним ходам мережі лубрикація з використанням вагонів-рейкозмащувачів здійснюється в складах швидких, пасажирських і поштово-багажних поїздів;

– по широтним ходам мережі і малодіяльних ділянках–лубрикація з допомогою локомотивів-рейкозмащувачів, приміських поїздів, моторвагонного рухомого складу (МВРС) і мобільних транспортних засобів лубрикації (ТСЛ).

З аналізу існуючих пересувних технічних засобів лубрикації рейок слідує, що для забезпечення точного і надійного нанесення мастильного матеріалу в

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зону контакту «колесо-рейка» розміщення обладнання (кронштейни для кріплення форсунок) проводиться на необресореній частини рухомого складу. Що стосується способу нанесення мастильного матеріалу на контактні по поверхні головок рейок, то найкращим за сукупністю надійності, точності і безпеки є безконтактний струменевий спосіб заснований на застосуванні багатокомпонентних мастильних матеріалів текучої консистенції.

На підставі вищевикладеного можна сформулювати основні технічні вимоги по розробці універсального всепогодного рейкозмазуючого пристрою для нанесення різних типів мастильних матеріалів для установки на різні типи рухомого складу (далі - рейкозмазувачі), в тому числі і для застосування комбінованої лубрикації. Зазначені рейкозмазувачі передбачається встановлювати на вагони, що працюють у складі поштово-багажних і пасажирських поїздів і локомотиви. Змазування підлягають криві радіусами до 1000 м.

Основні технічні вимоги:

- оснащення рейкозмазувача автоматизованим комплексом управління з системою зв'язку та з системою супутникової навігації і позиціонування (ГЛОНАСС / GPS);
- автоматичне нанесення мастильного матеріалу під час перевезення по керуючим сигналам бортового комп'ютера відповідно до закладеної в карту супутникової навігації системи ГЛОНАСС / GPS (дані про стан рейкозмазувачів, пройдений шлях, швидкості, точках включення і виключення подачі мастильного матеріалу);
- автоматичне регулювання витрати мастила в межах від 150 до 350 г/км змащованого шляху з коригуванням по швидкості руху;
- безконтактне, рівномірне нанесення мастильного матеріалу на контактні поверхні головок рейок;
- початок змазування - 50 м до початку кривої, закінчення змащування - 50 м після закінчення кривої (забезпечується супутниковою навігацією);
- ємності (контейнери) для мастильного матеріалу повинні бути обладнані пристроями для їх перемішування (при необхідності пристроями підігріву);
- незалежність точності нанесення мастильних матеріалів від бічної і

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вертикальної качки;

– можливість роботи в складі пасажирських поїздів, екологічна та пожежна безпека;

– робоча швидкість від 5 до 140 км/год;

– робочий діапазон температур навколишнього повітря від мінус 45°C до плюс 50°C;

– механізація завантаження мастильного матеріалу;

– конструкція рейкозмащувача повинна забезпечувати технологічність виготовлення і зручність обслуговування в експлуатації при мінімальних трудовитратах і повинна забезпечувати застосування стандартних засобів виміру і контролю при виготовленні і випробуваннях;

– конструкція рейкозмащувачі не повинна впливати на роботу систем забезпечення безпеки руху на залізничному транспорті України.

Пропоноване технічне рішення передбачає розробку рейкозмащувача модульного типу. Залежно від застосовуваного виду лубрикації на рейковий транспортний засіб передбачається установка одного модуля - при традиційній лубрикації рейок і двох модулів - при комбінованій лубрикації. У даній роботі представлено пристрій і порядок роботи застосовувати до одного модулю рейкозмащувача.

На рисунку 4.1 схематично зображено рейкозмащувач (один модуль) стосовно традиційної лубрикації рейок. При застосуванні комбінаційної лубрикації рейок форсунка другого модуля рейкозмащувача буде спрямована на поверхню катання внутрішнього рейок в кривій.

Система управління рейкозмащувачем призначена для виконання наступних функцій:

– визначення та реєстрацію параметрів руху рейкозмащувача (поточні значення швидкості, напрямку руху, пройдений шлях і передачу їх по каналах зв'язку в ПТК-ПК;

– збір, запис, обробку та зберігання в ПТК-ПК інформації, одержуваної в реальному масштабі часу від мобільного терміналу (МТ) про стан обладнання рейкозмащення на контрольованому рейкозмащувачі;

					0032.150201.000.01МР.ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- відображення на екрані монітора автоматизованого робочого місця (АРМ) ПТК-ПК картографічної інформації, дислокації і параметрів стану апаратури рейкозмазування контрольованого рейкозмазувачем;
- автоматичну фіксацію і документування відмовного стану обладнання рейкозмазування контрольованого рейкозмазувачем із зазначенням часу події;
- автоматизовану підготовку звітів в табличній або графічній формі про пройдені відстані і виконанні завдань по рейкозмазуванню за добу, тиждень, місяць, рік;
- автоматизовану підготовку звітів про стан зв'язку по каналах мережі загального користування стандарту GSM.

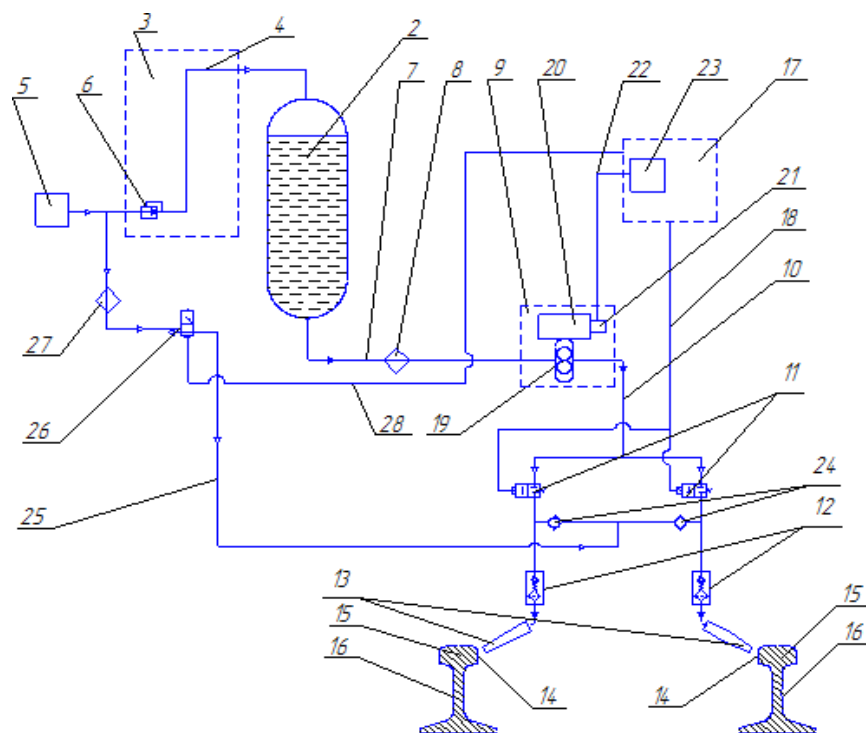


Рисунок 4.1 - Схема рейкозмазувача одномодульного

Рейкозмазувач, містить змонтований на рейковому транспортному засобі не менше одного бака 2 під мастило з системою 3 примусової подачі мастила яка, забезпечена пневмомагістралей 4 від джерела 5 стисненого повітря, введеної в порожнину бака 2 через регулятор тиску 6 стисненого повітря, при цьому порожнину бака 2 з'єднана трубопроводом 7 через фільтр 8 з додатковим пристроєм 9 подачі мастила, сполученим трубопроводом 10 через клапани електромагнітні 11 і клапани запірні 12 з форсунками 13 для нанесення мастила

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

на бічну внутрішню грань 14 головки 15 зовнішнього у відповідній кривій шляху рейки 16. Форсунки 13 встановлюються по обох поздовжніх сторонах рейкового транспортного засобу.

Пристрій управління 17 подачею мастила з'єднане електричної зв'язком 18 з клапанами електромагнітними 11.

Додатковий пристрій 9 подачі мастила включає в себе шестерінчастий насос 19 з електричним двигуном 20 і блоком управління 21 цим електричним двигуном, який в свою чергу з'єднаний електричної зв'язком 22 з блоком визначення швидкості руху 23 рейкового транспортного засобу, що входить до складу пристрою управління 17 подачею мастила і призначеного для оптимального автоматичного регулювання кількості мастила подаваного через форсунки 13 на бічну грань 14 головки 15 зовнішнього в відповідній кривій шляху рейки 16 в залежності від швидкості руху рейкового транспортного засобу. Додатковий пристрій 9 подачі мастила призначене для надійної і стабільної подачі мастила в зону контакту колесо локомотива рейкового транс- кравця кошти і рейки 16.

Форсунки 13 через клапани запірні 12, зворотні клапани 24, пневмомагістраль 25, електропневмовентиль 26, фільтр повітряний 27 з'єднані з джерелом 5 стисненого повітря для їх продувки, при цьому електропневмовентиль 26 з'єднаний відповідним електричним зв'язком 28 з пристроєм управління 17 подачею мастила.

Рейкозмащувач працює наступним чином: при русі рейкового транспортного засобу в ділянках шляху, де необхідно нанести мастило на бічну внутрішню грань 14 головки 15 зовнішнього в кривій рейки 16 по сигналу від пристрою управління подачею мастила 17 відкривається відповідний клапан надлишкового тиску повітря від джерела 5 стисненого повітря подається по трубопроводу 7 через фільтр 8 в додатковий пристрій подачі 9 мастила. Додатковий пристрій 9 подачі мастила в залежності від сигналу з блоку визначення швидкості руху 23 рейкового транспортного засобу, що входить до складу пристрою управління подачею мастила 17, управляє роботою - змінює число обертів електродвигуна 20 шестерневого насоса 19 за одиницю часу

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відповідно до зміни швидкості руху рейкового рухомого засобу. Чим вище швидкість руху рейкового транспортного засобу, тим більше число обертів електродвигуна 20 шестерневого насоса 19 за одиницю часу, тим більша кількість мастила подається через трубопровід 10, клапани електромагнітні 11 і клапани запірні 12 до форсунок 13 і далі відповідно на бічну грань 14 головки 15 зовнішнього у відповідній кривій шляху рейки 16.

При цьому додатковий пристрій 9 подачі мастила забезпечує стабільну подачу мастила до форсунок 13.

Для недопущення засмічення форсунок 13 після нанесення мастила проводиться їх продування стисненим повітрям наступним чином. При закритих клапанах електромагнітних 11, по сигналу з пристрою управління подачею мастила 17, відкривається вентиль електропневматичний 26 і повітря під тиском від джерела 5 стисненого повітря по пневмомагистралі 25 через фільтр повітряний 27, зворотні клапани 24, клапани запірні 12 надходить до форсунок 13, продуває і очищає їх.

Для підвищення ефективності і надійності роботи рейкозмазувача, що забезпечує нанесення різних типів мастила (рідких, сумісних) на рейки незалежно від температури навколишнього повітря і місця розміщення баків для мастильного матеріалу в вагоні-рейкозмазувача зовнішні ділянки гнучких напірних трубопроводів обладнуються нагрівальними електричними елементами, в локомотивному рейкозмазувачі нагрівальними чи електричними елементами обладнуються всі напірні трубопроводи, а також баки для зберігання мастильного матеріалу. Управління електричними нагрівальними елементами здійснюється спеціальному блоком. Необхідно також відмітити, що при застосуванні комбінованої лубрикації управління обома модулями рейкозмазувача і управління електричними нагрівачами здійснюється загальними пристроями управління.

Як вже зазначалося раніше пропоноване технічне рішення передбачає розробку системи управління рейкозмазувачем як для вагона-рейкозмазувача так і для локомотивного рейкозмазувачі розроблені на основі супутникової навігації і буде являти собою дворівневу розподілену автоматизовану

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

інформаційно-керуючу систему з організацією взаємодії підсистем кожного рівня за принципом вертикального побудови: підпорядкованість підсистем нижнього рівня підсистем верхнього рівня [28].

Система управління рейкозмазувача реалізована у вигляді дворівневої розподіленої системи управління - нижнього і верхнього рівнів.

Нижній рівень - рівень взаємодії виробу з обладнанням рейкозмазувача.

Нижній рівень виробу включає комплекси апаратно-програмних засобів - мобільного терміналу, що розміщується на рейкозмазувачі.

Верхній рівень системи управління рейкозмазувача пропонується реалізувати програмною реалізацією інтерактивних і графічних інтерфейсів автоматизованих робочих місць служб ТЧ.

У процесі обміну інформацією між верхнім і нижнім рівнями від МТ в ПТК-ПК передаються такі дані:

- ідентифікаційний номер ВР;
- ознака достовірності навігаційних даних ГЛОНАСС/GPS;
- координати дислокації рейкозмазувача: широта, довгота і висота;
- час в форматі UTC, відповідне моменту формування відправленого повідомлення;
- швидкість, прискорення і напрям руху рейкозмазувача;
- ознака режиму роботи обладнання рейкозмазувача;
- інформація про стан і положенні робочих органів рейкозмазувача.

Структурна схема системи управління рейкозмазувача представлена на рисунку 4.2.

Для оперативного управління, а також в разі непрацездатності автоматичної системи управління, передбачена ручна система управління рейкозмазувача.

На підставі наведеної концепції технічного рішення рейкозмазувачі патентного пошуку розроблено конструкторську документацію 14.Д.601.00.00.000 на вагон-рейкозмазувач на базі пасажирського вагона (рисунок 4.3) і конструкторська документація 14.Д.470.00.00.000 на локомотивний рейкозмазувачі на базі тепловоза ЧМЕЗ (рисунок 4.4), які можуть примінятись як для традиційної, так і для комбінованої лубрикації рейок.

					0032.150201.000.01МР.ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

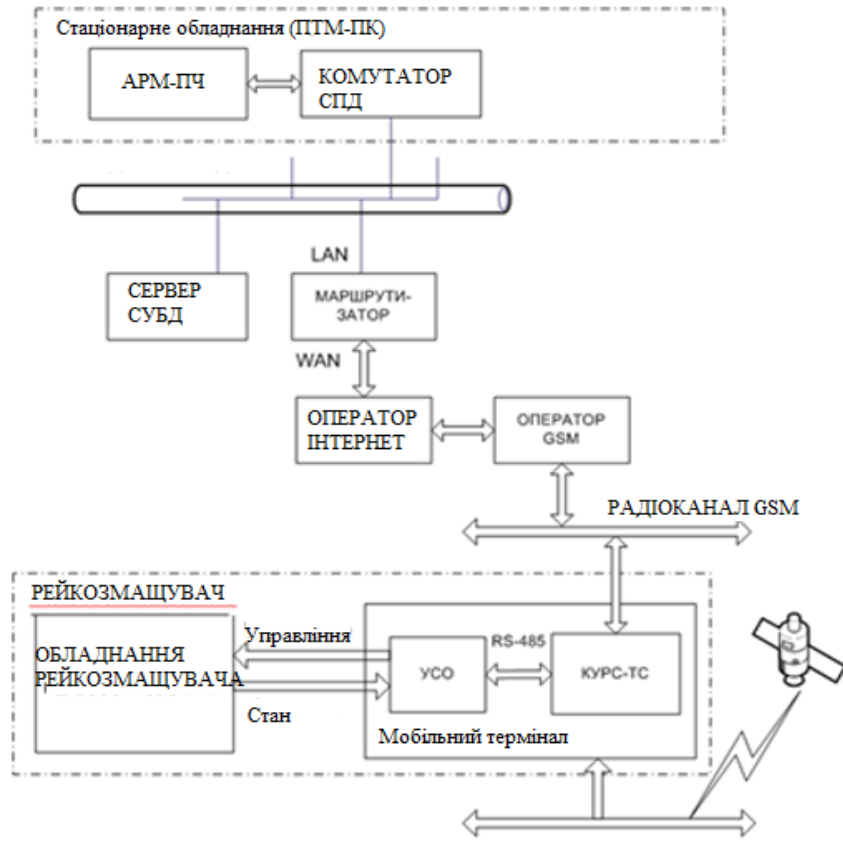


Рисунок 4.2 - Структурна схема системи управління рейкозмазувача

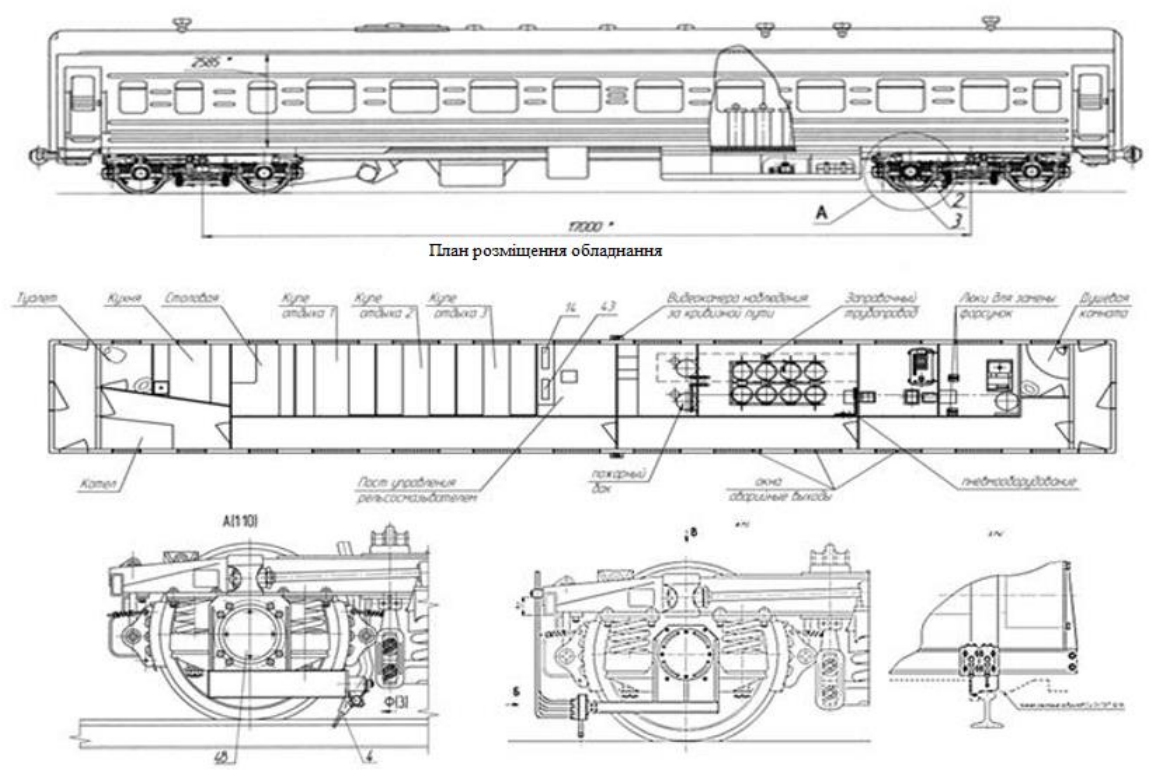


Рисунок 4.3 - Зовнішній вигляд вагона-рейкозмазувача на базі пасажирського вагона

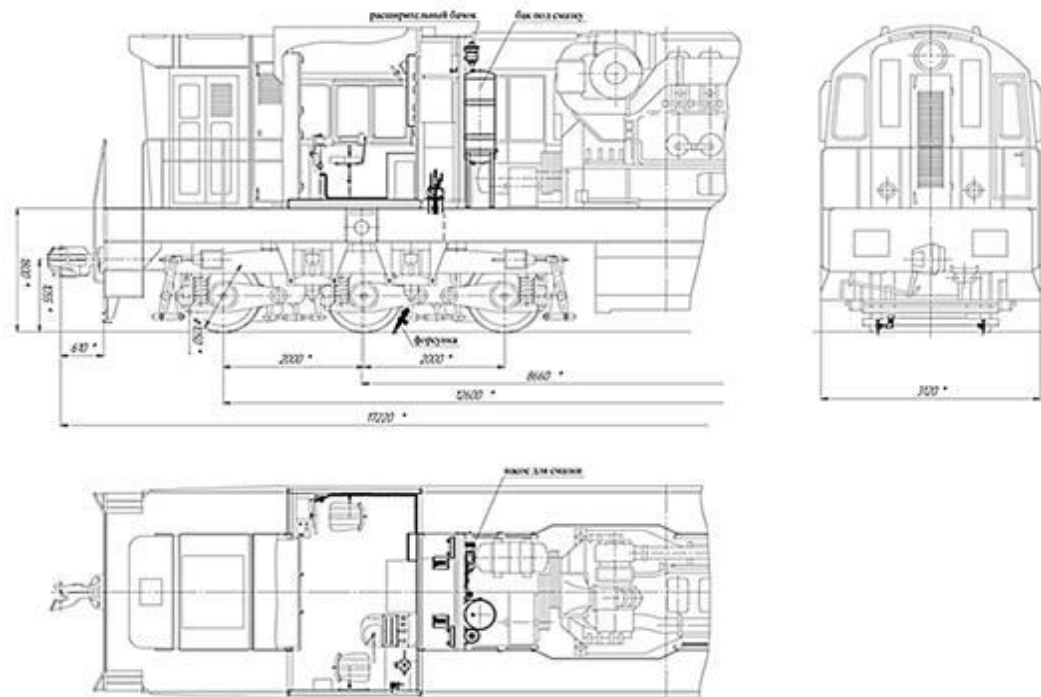


Рисунок 4.4 - Зовнішній вигляд локомотивного рейкозмащувача на базі тепловоза ЧМЕЗ

**Вагон-рейкозмазувач.** Основні параметри і характеристики вагона-рейкозмазувача.

Вагон-рейкозмащувачі конструкції ВАТ «ВНКТІ» на базі пасажирського вагона призначений для лубрикації рейок в кривих в складі поїзда (замикає вагон) на магістральних шляхах з високою пропускною здатністю.

До складу вагона-рейкозмащувача входять:

- пасажирський вагон моделі 47Д, 61-850;
- рейкозмащувач вагонний для роботи в складі поїзда;
- система нанесення мастила;
- трубопроводи системи змащення;
- супутникова навігаційна система управління процесом лубрикації;
- система управління подачею мастильного покриття;
- система відеоспостереження;
- джерела електроживлення: штатний підвагонними генератор для мережі постійного струму напругою 50 В і автономна дизель-генераторна установка змінного струму напругою 220 В;

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

- автоматична система виявлення пожежі і порошкового пожежогасіння;
- системи зв'язку;
- система вентиляції і опалення;
- страхувальні пристрої від падіння деталей вагона рейкозмащувача на шлях;
- робочі, побутові та санітарно-гігієнічні приміщення.

В ході проведення експлуатаційних випробувань і підконтрольної експлуатації вагонів-рейкозмащувачів були розроблені маршрути лубрикації, навчені обслуговуючі бригади, проведені авторський нагляд за експлуатацією вагонів-рейкозмащувачів, збір і обробка інформації, що надійшла з доріг, розроблені рекомендації щодо вдосконалення конструкції вагона-рейкозмащувача. Схеми планування і розміщення обладнання вагона-рейкозмащувача показані на рисунку 4.3.

Форсунки розташовані з двох боків візка вагона-рейкозмащувача між колісними парами. Мастильний матеріал наноситься форсунками бесконтактним способом безпосередньо в зону контакту «колесо-рейка». Трубопровід від баків змішувачів до форсунок має підігрів стрічковим електронагрівачем. Температура мастильного матеріалу, що подається на рейки не перевищує плюс 60°C.

Для спостереження за кривизною шляху при ручному управлінні процесом нанесення мастильного матеріалу на рейки уздовж бортів вагона встановлені дві розворотні відеокамери з виведенням зображення на квадрирований дисплей монітора, встановлений на посту управління.

Також для візуального спостереження за роботою форсунок встановлені дві відеокамери, орієнтовані на кожну з форсунок з виведенням зображення на той же квадрирований монітор.

Основні технічні параметри вагона-рейкозмащувачі наведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 - Основні технічні параметри рейкозмащувача

Найменування параметрів	Нормативне значення параметрів
Ширина колії, мм	1520

Продовження таблиці 4.1

1	2
Швидкість руху, км/год: – транспортна – робоча	до 140 від 5 до 140
Мінімальний радіус змащувати кривої, м	80
Загальна ємність баків-змішувачів під мастильний матеріал, л	1000
Питома витрата мастильного матеріалу на 1 км змащованої рейки в кривій незалежно від швидкості руху, л	0,15
Оборотне плече при разовій заправці мастилом не більше, км	5000
Тип вагона для монтажу рельсосмазуючого обладнання	пасажирський, поштово-багажний
Температурний режим експлуатації, °С	від мінус 50° до плюс 60°

**Локомотивний рейкозмащувач** призначений для експлуатації в режимі одиночного проходження (рисунок 4.4).

До складу рейкозмащувача входять два вузла навішані на фланці тягових редукторів локомотива. Кожен вузол включає в себе кріпильний кронштейн і кронштейн орієнтації наконечників форсунок на рейок, безконтактні форсунки з системою змащення і пневмопроводів. Для змащуючого матеріалу мається, в залежності від застосовуваної технології лубрикації (традиційної або комбінованої), один (два) бака з пристроями перемішування, для змащувальних матеріалів рідкої консистенції, який встановлений в підкапотному просторі тепловоза ЧМЕЗ. Управління модулями здійснюється зі спеціального пульта управління розміщеного в кабіні машиніста.

Конструкція локомотивного рейкозмащувача відповідає наступним вимогам:

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

- джерело електроживлення - бортова мережа локомотива;
- управління подачею мастила - автоматизоване комплексом управління з системою зв'язку та з системою супутникової навігації і позиціонування (ГЛОНАСС/GPS) доповнено дистанційним примусовим (ручним);
- система нанесення мастила спроектована під нанесення рідких, напів рідких і пластичних мастил типу МС-27, ПУМА-МЛ, ПУМА-МР, ПУМА-МГ, КР-400, СР-КУ;
- подача мастила на рейку - безконтактна під тиском, за допомогою шестерень насоса (продуктивність насоса - 5 л/хв.);
- бак (баки) під мастильний матеріал обладнаний пристроєм для перемішування рідкого мастила за допомогою повітряного борбатажа;
- система нанесення мастила має пристрої обігріву смазкоподаючих трубопроводів і бака (баків) для мастильного матеріалу з автоматичним підтриманням температури мастильних матеріалів в них не менше плюс 5<sup>0</sup>С при температурі навколишнього повітря нижче 0<sup>0</sup>С;
- заправка мастильним матеріалом - за допомогою заправної станції в умовах пункту заправки;
- форсунки розташовуються з двох боків візка локомотива між колісними парами і виготовлені з матеріалу який має низький коефіцієнт теплопровідності. Мастильні матеріали для управління трибологічних станом контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками.

## **4.2 Мастильні матеріали для управління трибологічним станом контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками**

### **4.2.1 Технічні вимоги до мастильних матеріалів для управління трибологічних станом контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками**

Мастильний матеріал для лубрикації зони контакту коліс з рейками перемувним рейкозмащувачем повинен відповідати наступним технічним вимогам [20]:

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

- коефіцієнт тертя в зоні найбільшого контактного тиску не перевищувати значення: безпосередньо після нанесення мастильного матеріалу - 0,15; після пропуску 15000 осей рухомого складу - 0,25 [20];
- стійкість мастильного матеріалу при одноразовому його нанесенні повинна становити не менше 15000 пропущених осей рухомого складу;
- мастильний матеріал повинен легко наноситися на поверхні тертя, не розпорошуватися і не розбризкується при швидкостях руху транспортного засобу з встановленими на ньому пристроями рейкозмащування до 140 км/год, в тому числі в умовах вологості 100% (в дощ);
- мастильний матеріал не повинен стікати з контактних поверхонь головок рейок при нормованій питомій витраті і температурі навколишнього повітря до плюс 50°C;
- при використанні на одних і тих же полігонах мережі залізних доріг різних типів рейкозмазувальних пристроїв застосовуємий мастильний матеріал повинен бути сумісний з іншими марками мастильних матеріалів;
- мастильний матеріал повинен бути нейтральним до матеріалів, використовуючи в конструкції рейкозмазувальних пристроїв, не викликати корозію, не погіршувати їх службових характеристик;
- мастильний матеріал повинен бути стабільним по складу при зберіганні і застосуванні, при наявності в складі мастильного матеріалу твердих добавок не допускається випадання їх в осад або спливання.

#### **4.2.2 Технічне рішення по мастильному матеріалу для управління трибологічним станом контактних поверхонь між колесами рухомого складу з рейками**

Мастильний матеріал МС-27 являє собою композицію, що складається з графіту, нафтополімерного адгезиву, пластифіцированого синтетичним і мінеральним маслами, і комплексом спеціальних присадок. Нафтополімерний адгезив і структуроутворювач, що входять до складу змазуючого матеріалу дозволяють отримати еластичне покриття, добре утримується на мокрій вертикальній поверхні, здатне працювати в умовах підвищеної вологості і в

					<b>0032.150201.000.01МР.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

інтервалі температур від мінус 45°C до плюс 50°C навколишнього повітря.

Антифрикційний наповнювач в поєднанні з протизношувальними присадками забезпечує високі трибологічні характеристики мастильного матеріалу.

Визначено, що оптимальна кількість мастильного матеріалу для нових рейок з протяжністю бокового контакту близько 15 мм складає 0,15-0,17 л/км. Така кількість мастильного матеріалу з одного боку дозволяє повністю покрити контактні поверхні, а з іншого, не утворює надлишків, які б видавлювалися за межі робочої зони .

Випробуваннями встановлено, що стійкість мастильного матеріалу МС-27 за кількістю пропущених осей після однократного його нанесення (коефіцієнт тертя на контактній поверхні відразу після нанесення 0,12-0,13) при досягненні значення коефіцієнта тертя 0,25 склала 20500 осей рухомого складу.

### **4.3 Технологія лубрикація рейок тяговим локомотивом в складі поїзда**

На підставі результатів комп'ютерного моделювання (п.2.3) підтвердження натурними експериментами (п.3.2) і запропонованих технічних рішень з управління трибологічних станом рейок (п.4.1) пропонується технологія комбінованої лубрикації рейок локомотивом ведущим склад, яка відрізняється від існуючих тим, що лубрикація внутрішнього рейки в кривій тяговим локомотивом в складі поїзда, але на ділянках шляху, де здійснена лубрикація бічної грані головки зовнішньої рейки вагонами-рейкозмазувачами.

Пропонується наносити змазуючий матеріал - модифікатор тертя відразу за останньою колісною парою локомотива, який веде склад, на поверхню катання внутрішнього рейки в кривих радіусом менше 800 м (рисунок 4.5).

Можливо одночасне нанесення модифікатора тертя на поверхні кочення зовнішнього і внутрішнього рейок. При цьому бокова поверхня голівки зовнішньої рейки в кривій змащується за технологією лубрикації рейок вагонами-рейкозмазувачами із застосуванням мастильних матеріалів зі стійкістю понад 15 000 осей рухомого складу.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Що стосується модифікатора тертя то це мастильний матеріал, підтримуючий коефіцієнт тертя на поверхні кочення рейок в заданому діапазоні (0,18...0,25), зменшуючи тим самим дію сил опору руху рухомого складу, економії палива та енергії на тягу поїздів, збільшення ресурсу коліс рухомого складу і рейок, виключення процесів схоплювання і виривання матеріалів контактуючих поверхонь.

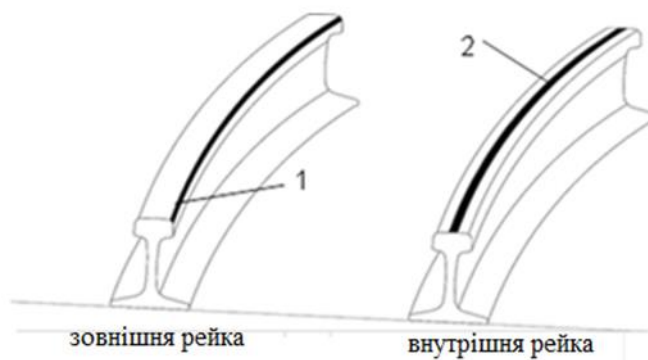


Рисунок 4.5 - Пропонована технологія лубрикації рейок в кривих радіусом менше 800 м

На рисунку 4.5: 1 - лубрикація бічної поверхні головки зовнішньої рейки вагоном- рейкозмашувачем мастильним матеріалом зі стійкістю понад 15 000 осей рухомого складу, коефіцієнт тертя між гребенем набігаючого колеса і бічною поверхнею головки рейки в діапазоні від 0,1 до 0,25; 2 - лубрикація поверхні кочення внутрішньої рейки за локомотивом, що веде склад, модифікатором тертя зі стійкістю від 250 до 280 осей рухомого складу, коефіцієнт тертя між поверхнею кочення коліс вагонів і поверхні катання рейки в діапазоні від 0,18 до 0,25.

Стійкість модифікатора тертя на поверхні кочення рейок при одноразовому нанесенні пропонується в діапазоні від 250 до 280 осей рухомого складу, це забезпечить його стирання з поверхні кочення внутрішньої рейки колесами рухомого складу, під які він був нанесений, і не вплине на тягові властивості локомотива, що йде слідом (рисунок 4.6).

Визначено основні технічні вимоги до модифікаторів тертя:

– модифікатор тертя повинен легко наноситися на рейок при температурі

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

атмосферного повітря  $-45...+ 50^{\circ}\text{C}$ , в тому числі в умовах 100% вологості;

– ресурс модифікатора тертя не повинен перевищувати 280 осей рухомого складу для складу масою близько 6000т, пропущених по змащеному ділянці шляху, так як до моменту проходження останнього вагона поїзда з метою виключення боксування або погіршення умов гальмування коліс локомотива, що прямує за поїздом, модифікатор тертя повинен бути вироблений;

– коефіцієнт тертя після нанесення модифікатора тертя на поверхню катання внутрішнього рейки і до моменту проходження останнього вагона поїзда не повинен перевищувати значення 0,25.

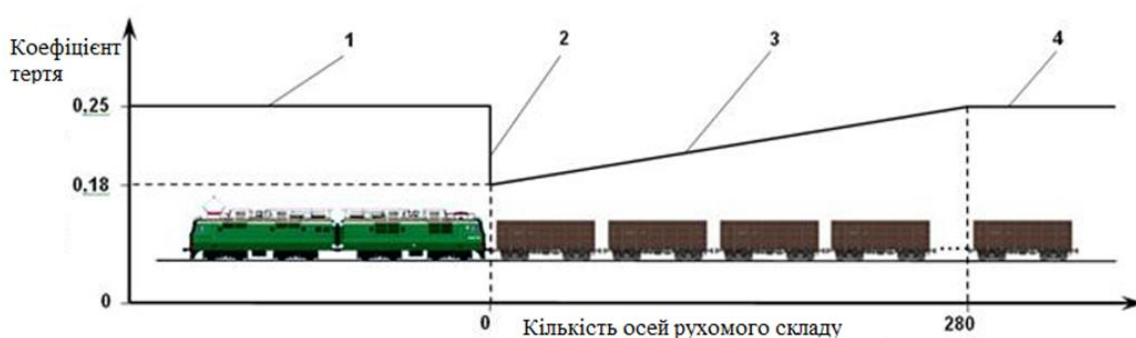


Рисунок 4.6 - Технологія лубрикації рейок локомотивом, що веде склад

На рисунку 4.6: 1 - трибологічний стан поверхні кочення внутрішньої рейки до лубрикації, коефіцієнт тертя  $k_f > 0,25$ ; 2 - лубрикація поверхні кочення внутрішнього рейка локомотивом, що веде склад, модифікатором тертя, коефіцієнт тертя  $k_f = 0,18$ ; 3 - зміна трибологічного стану поверхні кочення внутрішнього рейки в залежності від кількості пропущених осей рухомого складу, коефіцієнт тертя  $k_f$  в діапазоні від 0,18 до 0,25; 4 - трибологічний стан поверхні кочення внутрішнього рейки після пропуску 280 осей рухомого складу, коефіцієнт тертя  $k_f > 0,25$ .

Пропонована технологія комбінованої лубрикації рейок локомотивом, провідним склад, може бути інтегрована в існуючу систему лубрикацію рейок вагонами-рейкозмазувачем.

#### Висновки за розділом:

–Запропоновано технічні рішення всепогодного рейкозмащувального пристрою, в тому числі для застосування комбінованої лубрикації, для нанесення

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

різних типів мастильних матеріалів для установки на різні типи рухомого складу.

–Для управління трибологічним станом контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками розроблений і допущений до застосування на мережі залізниць мастильний матеріал МС-27 з високими трибологічними характеристиками в т.ч зі стійкістю при однократному нанесенні більше 15000 осей рухомого складу.

–Запропоновано технологію комбінованої лубрикації рейок локомотивом, що веде склад, яка відрізняється від існуючих тим, що лубрикація внутрішнього рейки в кривій тяговим локомотивом в складі поїзда, але на ділянках шляху, де здійснена лубрикація бічній грані головки зовнішньої рейки вагоном-рейкозмащувачем.

					0032.150201.000.01МР.ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З УПРАВЛІННЯ ТРИБОЛОГІЧНИМ СТАНОМ МІЖ КОЛЕСАМИ РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙКОЮ

### 5.1 Методика розрахунку річних експлуатаційних витрат при застосуванні вагона- рейкозмащувача для лубрикації рейок

Основними показниками, що характеризують ефективність запропонованих технічних рішень по лубрикації рейок, є чистий дохід, чистий дисконтований дохід (інтегральний ефект) і термін окупності витрат за проектом. В якості витрат розглянуті інвестиції, пов'язані з обладнанням вагона-рейкозмащувача і експлуатаційні витрати на утримання вагона-рейкозмащувача, як результат - економія річних експлуатаційних витрат від впровадження лубрикації [29].

Вартість рейкозмащувального обладнання і витрати на його установку на пасажирський вагон, з урахуванням матеріалів, комплектуючих, заробітної плати і накладних витрат, 1150 тис. грн. в цінах 2009 року, з урахуванням індексу цін виробників промислової продукції 2009-2015 рр., рівному 1,565, станом 01.01.2016 року вартість склала 2593 тис.грн. вартість пасажирського вагона в розрахунках не враховувалася.

Економія експлуатаційних витрат при використанні вагонів-рейкозмащувача забезпечується за рахунок:

- скорочення витрат на заміну рейок по боковому зносу;
- зниження енергетичних витрат на тягу поїздів за рахунок зменшення опору руху рухомого складу;
- зменшення витрат на обточування колісних пар локомотивів по зносу гребенів;
- скорочення витрат ремонт вагонів по зносу гребенів .

Скорочення витрат на заміну рейок по боковому зносу в результаті їх лубрикації визначається в основному:

- скороченням потреби в рейках;
- економією витрат на роботи по заміні рейок;

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– економією витрат, пов'язаних з наданням «вікна» для заміни рейок [29].

Річна економія експлуатаційних витрат від зниження потреби в рейках для мережі залізниць визначається з виразу:

$$\Delta I_p = \Delta N \cdot C_p, \quad (5.1)$$

де  $C_p$  - вартість однієї термоукріпленої рейки типу Р65, тис. грн.

Зменшення річного виходу рейок по боковому зносу може бути визначено за формулою:

$$\Delta N = N \cdot \left( \frac{1}{t_1} - \frac{1}{t_2} \right), \quad (5.2)$$

де  $N$  - сумарний річний вихід рейок з наднормативним бічним зносом, шт.;

$t_1, t_2$  - середньозважений термін служби сухих і змазаних рейок в кривих радіусом менше 650 м [6].

Середньозважений термін служби рейок по боковому зносу розраховується відповідно до виразу:

$$t_{cp} = \frac{T_{cp}}{\Gamma_{pich}}, \quad (5.3)$$

де  $\Gamma_{pich}$  - вантажопотік по мережі залізниці нетто, млн т/рік

$T_{cp}$  - середньозважена напрацювання тоннажу до появи нормативного бічного зносу рейок, млн т.

Середньозважена напрацювання тоннажу до освіти нормативного бокового зносу рейок визначається за формулою:

$$T_{cp} = \frac{\Delta}{Y_{cp}}, \quad (5.4)$$

де  $\Delta$  - нормативний бічний знос рейок, мм;

$Y_{cp}$  - середньозважена інтенсивність бічного зносу рейок.

Зниження річних експлуатаційних витрат по заміні рейок при застосуванні рейкозмащувача визначається з виразу:

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta I_{cm} = \frac{\Delta N \cdot C}{l}, \quad (5.5)$$

де  $\Delta N$  - зменшення річного виходу рейок по боковому зносу, шт.;

$C$  - вартість заміни 1 км нитки рейок, тис.грн.;

$l$  - довжина однієї нитки рейок, км.

Економія річних експлуатаційних витрат за рахунок скорочення затримки поїздів через скорочення числа «вікон» по заміні рейок по бічному зносу визначається з виразу:

$$\Delta I_3 = C_{np} \cdot t_{вк} \cdot n, \quad (5.6)$$

де  $C_{np}$  - вартість години простою вантажного поїзда, тис.грн.;

$t_{вк}$  - тривалість «вікна», годину;

$n$  - число затриманих поїздів при відповідній інтенсивності руху на ділянці.

Сумарна економія експлуатаційних витрат на заміну рейок в результаті застосування рейкозмащувача складе:

$$\Delta I_{зр} = \Delta I_p + \Delta I_{cm} + \Delta I_{ок}, \quad (5.7)$$

Економія річних експлуатаційних витрат на паливно-енергетичні ресурси для тяги поїздів визначається за формулою:

$$\Delta I_{ел} = C_{ен} \cdot G_{ел} \cdot \alpha_{ел}, \quad (5.8)$$

де  $C_{ен}$  - ціна 1 кВт-год електроенергії (палива), споживаної електровозами (тепловозами);

$G_{ел}$  - витрата електроенергії (палива) на тягу поїздів на рік;

$\alpha_e$  - частка економії електроенергії (палива) при застосуванні рейкозмащувача, частки одиниці.

При застосуванні рейкозмащувача економія річних експлуатаційних витрат на обточування колісних пар визначається за формулою:

$$\Delta I_{обт} = (n_{обт1} - n_{обт2}) \cdot C_{обт}, \quad (5.9)$$

де  $n_{обт1}$ ,  $n_{обт2}$  - число обточек колісних пар до і після впровадження рейкозмащувача;

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

## 5.2 Розрахунок економічної ефективності вагона-рейкозмащувача

У зв'язку з тим, що на мережі залізниць застосовується тільки традиційна лубрикація рейок і за результатами її застосування накопичений великий статистичний матеріал, а ефективність комбінованої лубрикації рейок підтверджена тільки комп'ютерним моделюванням і не великою кількістю натурних експериментів, то розрахунок економічної ефективності вагона-рейкозмащувача буде проведено тільки для цього варіанту лубрикації рейок.

Економія експлуатаційних витрат від застосування системи рейкозмащування забезпечується за рахунок:

- скорочення витрат на заміну рейок по бічному зносу;
- зниження енергетичних витрат на тягу поїздів за рахунок зменшення опору руху рухомого складу;
- зменшення витрат на обточування колісних пар локомотивів по зносу гребенів.

Передбачається обладнання пасажирського вагона під систему нанесення мастильного матеріалу для лубрикації рейок з установкою необхідних брендстенок і обладнанням автоматизації процесу нанесення мастильного матеріалу на рейки, що дозволяє без участі оператора включати подачу мастила в конкретному місці (за 50 метрів до початку кривої). Вагон-рейкозмащувач передбачається включати до складу поштово-багажних (пасажирських) потягів.

За своїм трибологічними властивостями за умови дотримання рекомендованої технології застосування мастильний матеріал забезпечує зниження коефіцієнта тертя в контакті "колесо-рейка" не більше 0,15 після нанесення і не перевищує 0,25 в установленій графіком період чергового змазування, забезпечує довговічність покриття не менше 15000 осей рухомого складу при одноразовому його нанесенні на ділянці 1000 км протягом однієї доби [19].

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічне обслуговування, ремонт і заправка мастильним матеріалом вагона-рейкозмащувача буде проводитися тільки в пункті приписки.

Результатом впровадження буде:

- вивільнення великого парку локомотивів-рейкозмащувачів під основний процес діяльності - перевезення залізничних складів;
- вивільнення окремих графікових ниток;
- зниження витрат енергоносіїв на пересування поїздів і рейкозмащувачів;
- скорочення числа персоналу, зайнятого обслуговуванням локомотивів-рейкозмащувачів і ін.

### **5.2.1 Скорочення енергетичних витрат на тягу поїздів за рахунок зменшення опору руху рухомого складу**

Лубрикація рейок скорочує енергетичні витрати на тягу поїздів за рахунок зменшення опору руху рухомого складу. Фахівцями експериментально було доведено, що опір руху поїзда при наявності змазаних рейок знижується на 20-30% в кривих і до 10% - в прямих ділянках колії. Це було підтверджено експериментальними дослідженнями.

Результати досліджень показали, що при швидкостях 20-70 км/год зниження опору на прямих ділянках шляху складе 5,71-7,45% Зниження опору в кривих радіусом 305-1000 м за результатами досліджень склало 43,6-66,3%.

Згідно «Методики аналізу результатів витрати енергоресурсів на тягу поїздів», кожен відсоток зменшення опору руху поїзда забезпечує зниження витрат енергоресурсів на тягу на 0,2%. Виходячи з цього, потенційно можливе зниження витрат енергоресурсів може скласти 8,7-13,26%. Однак, з огляду на вплив інших незалежних факторів, в розрахунку прийнято мінімальне зниження витрати електроенергії на рівні 0,5%.

Оцінку ефективності інвестиційного проекту можна виконати в розрахунку на один вагон-рейкозмащувач, обслуговуючий ділянку 1000 км.

Для розрахунку треба прийняті такі вихідні дані:

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- протяжність ділянки, що обслуговується одним вагоном-рейкозмащувачем ( $L$ ) - 1000 км;
  - річна витрата на тягу поїздів по мережі залізниць ( $G_{ел}$ ) кВт-год;
  - загальна протяжність електрифікованих ділянок мережі залізниць ( $S$ );
  - протяжність ділянок (кривих), де безпосередньо проводиться лубрикація рейок ( $l$ ), відношення довжини ділянок (кривих) що безпосередньо підлягають лубрикації до загальної протяжності полігону мережі залізниць становить 29,3%.
- Для ділянки, що обслуговується одним автоматизованим вагоном-рейкозмащувачем  $l=293$  км;
- відсоток зниження витрат електроенергії на тягу поїздів в кривих від застосування лубрикації ( $\alpha_{ел}$ ), прийнятий на рівні 0,5%.

Таким чином скорочення витрат на електроенергію на тягу поїздів в кривих в розрахунку на один автоматизований вагон-рейкозмащувач, обслуговуючий ділянку протяжністю 1000 км, можна вирахувати з наступної формули:

$$\Delta I_{ел} = C_{ен} \cdot \frac{G_{ел}}{S} \cdot \alpha_{ел} \cdot \frac{l}{L} \quad (5.10)$$

### 5.2.2 Сумарна економія експлуатаційних витрат

Сумарну економію експлуатаційних витрат в розрахунку на один автоматизований вагон-рейкозмащувач, обслуговуючий ділянку протяжністю 1000 км, можна знайти за формулою:

$$\Delta I_{експ. сум.} = \Delta I_{зр} + \Delta I_{ел} + \Delta I_{обт} + \Delta I_{ваг}, \quad (5.11)$$

де  $\Delta I_{зр}$  – економія річних експлуатаційних витрат від скорочення витрат на заміну рейок;

$\Delta I_{обт}$  – скорочення витрат на обточування колісних пар локомотивів по зносу гребеня;

$\Delta I_{ваг}$  – скорочення витрат на ремонт вагонів по зносу гребенів коліс.

### 5.3 Розрахунок додаткових експлуатаційних витрат утримання вагона-рейкозмащувача

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрати на утримання вагона рейкозмащувача включають в себе:

- витрати на технічне обслуговування і ремонт пасажирського вагона на якому встановлено рейкозмащуюче обладнання;
- витрати на електроенергію при переміщеннях вагона-рейкозмащувача, обслуговуючий ділянку протяжністю 1000 км, в складі пасажирського поїзда;
- витрати на закупівлю мастильного матеріалу для лубрикації рейок;
- витрати на технічне обслуговування і ремонт рейкозмазувального обладнання.

### 5.3.1 Витрати на технічне обслуговування і ремонт пасажирського вагона на якому встановлено рейкозмазувальне обладнання

Витрати на технічне обслуговування і ремонт одного пасажирського вагона розраховані відповідно до «Методики оцінки техніко-економічної ефективності впровадження ресурсозберігаючих технологій і їх впливу на скорочення експлуатаційних витрат» [30], і вираховуються за наступною формулою:

$$I_p = e_{в-км} \cdot L \cdot T_{ваг}, \quad (5.12)$$

де  $e_{в-км}$  - видаткова ставка на 1 вагон-км, становить 1,38 грн .;

$L$  - довжина ділянки - 1000 км;

$T_{ваг}$  - кількість рейсів, що здійснюються одним автоматизованим вагоном-рейкозмащувачем по ділянці на рік.

$$T_{ваг} = \frac{365}{M_{инв}},$$

де  $M_{инв}$  - інвентарний парк вагонів-рейкозмащувачів для обслуговування ділянки експлуатації пасажирського поїзда протягом року.

$$M_{инв} = \alpha \cdot M_{екс}, \quad (5.13)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт переходу від експлуатаційної кількості вагонів-рейкозмащувачів до інвентарного - 1,22;

$M_{екс}$  - експлуатаційний парк вагонів-рейкозмащувачів для обслуговування ділянки експлуатації пасажирського поїзда протягом року - 1 одиниці.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{інв} = 1,22 \cdot 1 = 1,22 \text{ од./рік},$$

Відповідно

$$T_{ваг} = \frac{365}{1,22} = 299 \text{ рейсів/рік}.$$

Витрати на технічне обслуговування і ремонт одного пасажирського вагона, обладнаного рейкозмашувателем, складуть:

$$I_p = 1,38 \cdot 1000 \cdot 299 \cdot 10^{-3} = 412,62 \text{ тис.грн/рік}.$$

### 5.3.2 Витрати на електроенергію при переміщенні вагона-рейкозмашувача по ділянці в складі пасажирського поїзда

Витрати на переміщення вагона-рейкозмашувача розраховані стосовно до ділянки експлуатації пасажирського поїзда з вагоном-рейкозмашувачем за формулою:

$$I_e = q_e \cdot Q_v \cdot C_e \cdot L \cdot T_{ваг}, \quad (5.14)$$

де  $q_e$  - питома витрата електроенергії в середньому по мережі залізниці - 94,9 кВтг/104 ткм брутто [31];

$Q_v$  - вага вагона (55 т);

$C_e$  - вартість 1 кВт-год електроенергії (станом на 01.08.2020р. становить 1,74 грн);

$L$  - протяжність ділянки, що обслуговується одним вагоном-рейкозмашувачем - 1000 км;

$T_{ваг}$  - кількість рейсів, що здійснюються одним вагоном-рейкозмашувачем в рік - 299.

Виходячи з цього, витрати на електроенергію за один рейс складуть:

$$I_e = 94,9 \cdot 55 \cdot 1,74 \cdot 1000 \cdot 10^{-7} = 0,908 \text{ тис.грн}.$$

Відповідно на 299 рейсів:

$$I_e = 0,908 \cdot 299 = 271,5 \text{ тис.грн. на рік}.$$

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103

### 5.3.3 Витрати на закупівлю мастильного матеріалу для лубрикації рейок

Витрати на закупівлю мастильного матеріалу для лубрикації рейок на ділянці експлуатації вагона-рейкозмашувача розраховані за формулою:

$$I_{в.м.м.} = S_{кр} \cdot q_{см} \cdot C_{мм} \cdot T_{ваг}, \quad (5.15)$$

де  $S_{кр}$  - протяжність ділянок полігону експлуатації вагона-рейкозмашувача, де використовується безпосередньо лубрикація рейок - 293 км;

$q_{см}$  - витрата мастильного матеріалу на 1 км змащувальної ділянки шляху - 0,3 кг;

$C_{см}$  - ціна 1 кг мастильного матеріалу для лубрикації рейок з довговічністю не менше 15000 осей рухомого складу - 0,0399 тис.грн.;

$T_{ваг}$  - кількість рейсів, що здійснюються одним автоматизованим вагоном-рейкозмашувачем по ділянці залізниці в рік – 299.

Витрати на закупівлю мастильного матеріалу для лубрикації рейок одним вагоном-рейкозмашувачем складуть:

$$I_{в.м.м.} = 293 \cdot 0,3 \cdot 0,0399 \cdot 299 = 1048,7 \text{ тис.грн./рік.}$$

### 5.3.4 Витрати на технічне обслуговування і ремонт рейкозмашувального обладнання

Технічне обслуговування та ремонт рейкозмашувального обладнання планується проводити відповідно до «Регламентом технічного обслуговування вагона-рейкозмашувача» в терміни, встановлені для пасажирського вагона на якому воно встановлено без залучення додаткових робочих (слюсарів, електриків).

Витрати на технічне обслуговування і ремонт рейкозмашувального обладнання відповідно умовами експлуатації вагона-рейкозмашувача і режиму лубрикації рейок на полігоні експлуатації протягом одного року розраховуємо за формулою:

$$I_{ТО.Сум} = I_{ТОіВ} + I_{ЕТО}, \quad (5.16)$$

					0032.150201.000.01МР.ПЗ	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $I_{TOiB}$  - витрати на технічне обслуговування і ремонт рейкозмащувального обладнання без витрат на технічне обслуговування і ремонт рейкозмащувального обладнання перед кожним рейсом, тис. грн./рік;

$I_{ETO}$  - витрати на технічне обслуговування і ремонт рейкозмащувального обладнання перед кожним рейсом, тис. грн./рік.

Витрати на технічне обслуговування і ремонт рейкозмащувального обладнання без урахування витрат на технічне обслуговування рейкозмащувального обладнання перед кожним рейсом розраховуємо за формулою:

$$I_{TOiB} = (m_1 \cdot C \cdot Q_{yn}) \cdot 2 + \frac{m_2 \cdot C \cdot Q_{kp}}{n}, \quad (5.17)$$

де  $m_1$  - кількість чол/год на технічне обслуговування і ремонт рейкозмащувального обладнання яке проводиться 1 раз в 6 місяців;

$m_2$  - кількість чол/год на технічне обслуговування і ремонт рейкозмащувального обладнання яке проводиться 1 раз в 5 років;

$C$  - середня заробітна плата слюсаря в годину з урахуванням відрахувань по соціальному податку, станом на 01.09.2020 складає 26,52 грн./чол-год;

$n$  - термін служби рейкозмащувального обладнання - 10 років;

$Q_{kp}$  - вартість складальних одиниць і деталей замінних при КР, тис. грн. ;

$Q_{yn}$  - вартість ущільнювачів клапана форсунки, тис. грн. ;

$$I_{TOiB} = (4,5 \cdot 0,026 + 0,096) \cdot 2 + \frac{13,98 \cdot 0,026 \cdot 82,16}{10} = 3,41 \text{ тис. грн./рік.}$$

Витрати на технічне обслуговування і ремонт рейкозмащувального обладнання перед кожним рейсом розраховуємо за формулою:

$$I_{ETO} = m_{ETO} \cdot C \cdot T_{ваг}, \quad (5.18)$$

де  $m_{ETO}$  - кількість чол/год на технічне обслуговування і ремонт

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>	Арк.
						105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рейкозмащувального обладнання перед кожним рейсом;

$T_{\text{ваг}}$  - кількість рейсів, що здійснюються одним автоматизованим вагоном-рейкозмащувачем по ділянці залізниці в рік - 299.

$$I_{\text{ЕТО}}=3,21 \cdot 0,026 \cdot 299=24,95 \text{ тис.грн./рік.}$$

Сумарні витрати на технічне обслуговування і ремонт рейкозмащувального обладнання складуть:

$$I_{\text{ТО.Сум}}=3,41+24,95=28,36 \text{ тис.грн./рік.}$$

### 5.3.5 Сумарні додаткові експлуатаційні витрати на утримання вагона-рейкозмащувача

Сумарні витрати на експлуатаційне утримання одного автоматизованого вагона-рейкозмащувача, обслуговуючого ділянку протяжністю 1000 км, складе:

$$I_c=I_e+I_p+I_{\text{в.м.м}}+I_{\text{то.сум}} \quad (5.19)$$

$$I_c=271,5+412,62+1048,7+28,36=1761,18 \text{ тис.грн./рік.}$$

#### Висновки до розділу.

Взявши до уваги усі вище зроблені розрахунки можна зробити наступні висновки- зстосування вагона-рейкозмащувача, дозволить знизити експлуатаційні витрати на електроенергію, на тягу поїздів, заміну рейок, обточування колісних пар і забезпечить інтегральний ефект. Термін окупності рейкозмащувального обладнання вагона-рейкозмащувача становить приблизно 4 місяці. У розрахунку враховані додаткові витрати, пов'язані з утриманням вагона-рейкозмащувача, що включають витрати на електроенергію, придбання мастильних матеріалів і технічне обслуговування вагона і встановленого на ньому рейкозмащувального обладнання.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

Відповідно до завдань магістерської роботи отримані наступні висновки і результати.

На підставі розроблених математичних моделей нелінійних просторових коливань взаємодії рухомого складу та колії, що дозволяють враховувати різні трибологічні стани контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками, отримані залежності впливу трибологічного стану контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками на взаємодію коліс рухомого складу і рейок.

За результатами комп'ютерного моделювання:

– визначено варіанти трибологічного стану контактних поверхонь між колесами рухомого складу і рейками в кривих, що забезпечує найбільш ефективну взаємодію коліс рухомого складу і рейок по критеріям зниження бічного впливу коліс рухомого складу на рейки і факторів зносу для вантажного тепловоза – варіант з одночасним зниженням коефіцієнта тертя ковзання гребеня набігаючого колеса по боковій поверхні і викружки зовнішньої рейки і на поверхні катання збігаючого колеса по внутрішньому рельсу (комбінована лубрикація), що забезпечує в залежності від швидкості руху в режимі тяги в діапазоні від 30 км/год до 70 км/год, без прослизання коліс зниження: бічних сил на 89%; питомої роботи сил тертя в контакті гребенів з рейками на 95%; потужності сил тертя в залежності по швидкості ковзання на 95%.

– обґрунтовано виникнення ефекту зниження моменту опору повороту візка вантажного локомотива в режимі тяги в кривій від застосування комбінованої лубрикації за рахунок перерозподілу поздовжніх і поперечних сил кріпа в точках контакту коліс з рейками таким чином, що сила тяги в більшою мірою буде реалізовуватися на зовнішньому рейці.

В результаті аналітичних розрахунків підтверджених комп'ютерним моделюванням визначено раціональні значення коефіцієнтів тертя на контактних поверхнях між колесами рухомого складу і рейками в кривих за умовами

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

реалізації тяги і гальмування рухомого складу: на бічній грані головки зовнішньої рейки після нанесення мастильного матеріалу в діапазоні 0,1 - 0,25; на поверхні катання головки внутрішнього рейки після нанесення мастильного матеріалу в діапазоні 0,18 - 0,25.

Експериментально отримано підтвердження результатів комп'ютерного моделювання ефективності трибологічних стану рейок за спрощеним варіантом комбінованої лубрикацію.

За результатами теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано:

– технічні рішення всепогодного рейкозмащувального пристрою для установки на різні типи рухомого складу, з можливістю застосування комбінованої лубрикації і нанесення різних типів мастильних матеріалів;

– технологія комбінованої лубрикації рейок локомотивом, що веде склад, що відрізняється від існуючих технологій тим, що лубрикація внутрішньої рейки в кривій проводиться тяговим локомотивом в складі поїзда, але на ділянках шляху, де здійснена лубрикація бічної грані головки зовнішньої рейки вагонами-рейкозмащувачами.

Застосування одного вагона-рейкозмащувача, дозволяє знизити експлуатаційні витрати на електроенергію на тягу поїздів, заміну рейок, обточування колісних пар і забезпечить інтегральний ефект (чистий дисконтований дохід).

Рекомендується оснащення вантажних локомотивів рейкозмащувальними пристроями для нанесення мастильного матеріалу на поверхню катання внутрішнього рейки в кривих.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		108

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Klingel H. Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwagens in technischer Beziehung [Текст] // Neue Folge. XX Band. – 1883. – № 4. – S. 113-123.
2. Uebelacker G. Untersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen [Текст] // Organ J.d.F. Beilage. – 1903.
3. Яковлева Т.Г. Железнодорожный путь [Текст] /Т.Г. Яковлева, Н.И. Карпущенко, С.И. Клинов, Н.Н. Путря, М.П. Смирнов – М.: Транспорт, 1999.– 405 с.
4. Марье Г. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Перевод под редакцией Н.А. Бредихина, Н.Т. Митюшина и Ф.В. Пугачевского. – М.: Госжелдориздат, 1933. – 338 с.
5. Хейман Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи [Текст] – М.: Трансжелдориздат, 1957, – 416 с.
6. Панин Ю.А. Снижение бокового воздействия подвижного состава на путь применением комбинированной лубрикации рельсов [Текст]: дис. канд. техн.наук. – Коломна, 2005. – 174 с
7. Галичев А.Г. Влияние триботехнического состояния колес и рельсов на динамику движения грузового тепловоза в режимах выбега и тяги: дис. канд. техн. наук [Текст] – Брянск, 2002. – 195 с.
8. Carter F.W. On the action of locomotive driving wheel [Текст] // Proc. Roy. Soc. – Ser.A. – 1926. – V. 112. – P. 151-157.
9. Bychly I. Führung und Lau des Lokomotivrades im Gleis [Текст] // Schweizerische Bauzeitung. – 1923. – V. 32. – № 2. – S. 119-125.
10. Sachs G. Versuche über die Reibung fester Körper [Текст] // Zeitschri für angewandte Math und Mech. – 1924. – Bd. 4. – №. 1.
11. Королев К.П. Вписывание паровозов в кривые участки пути [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. – М.: Трансжелдориздат, 1950.– Вып. 37, – 224 с

					<b>0032.150201.000.01MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109

12. Медель В.Б. Исследования движения железнодорожных экипажей в кривых [Текст] //Тр. Томского электромех. ин-та ж.-д. трансп. – 1956. Вып. 20. – 207 с
13. Pater de A.D. On the Reciprocal Pressure between Two Elastic Bodies[Текст] // Proc. of Symp. on Rolling Contact Phenomena. – Amsterdam: Ed. Bidwell, 1962. – P. 29-75
14. Крагельский И.В. Трение и износ [Текст] – М.: Машиностроение, 1968. – 479 с.
15. Эффективность лубрикации рельсов [Текст] // Железные дороги мира. –2011. – № 1. – С. 65-68.
16. Рейфф Р. Передвижные трибометры [Текст] // Железные дороги мира. – 1999. – № 6. – С. 31-33.
17. Радченко Н.А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств [Текст] – Киев: Наук. думка, 1988. – 216 с.
18. Ушкалов В.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей [Текст] / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько – Киев: Наук. думка, 1982. – 360 с.
19. Концепция развития лубрикации в системе «колесо – рельс» [Текст]. – М., 2008. – 75 с.
20. Смазочные материалы для лубрикации зоны контакта колес и рельсов [Текст]. – М., 2010. – 88 с.
21. Харрис У.Дж. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса [Текст] / У.Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Лангрэн, Х. Турне, В. Эберсен; пер. с англ. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
22. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
23. Казаринов В.М. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов [Текст] /В.М. Казаринов, В.Г. Иноземцев ,В.Ф. Ясенцев – М.: Транспорт, 1968. – 400 с.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		110

24. Куценко С.М. Динамика неустановившегося движения локомотивов в кривых [Текст] / С.М. Куценко, А.Э.Руссо, Э.П. Элбаев [и др.]. – Харьков: Выща шк., 1975. – 132 с.
25. Иванчук Р.С. Совершенствование технологии ремонта колесных пар локомотивов в депо Рыбное [Электронный ресурс]: диплом. проект. – М.: МИИТ, 2014.–115с. —Режим доступа: <https://www.bibliofond.ru/view.aspx?id=805962>, свободный.
26. Weber H. Zur direkter Messung der Kräfte zwischen Rad und Schiene [Текст] // Elektrische Bahnen. - 1961. - № 5. - S. 93-110.
27. Коссов В.С. Снижение нагруженности ходовых частей локомотивов и пути [Текст]: дис. д-ра техн. наук. – Коломна, 2001. – 339 с.
28. Трифонов А.В. Опыт разработки и перспективы внедрения навигационного устройства управления рельсосмазывателем [Текст] / А.В. Трифонов, В.С. Коссов, Ю.А. Панин, В.И. Кошелев, Е.В. Коновалов, С.Н. Логинов // Сб. докладов Междунар. науч.-практич. конф. «Современные тенденции развития средств управления на железнодорожном транспорте» (Звенигород, 2006). – С. 118-122.
29. Методические рекомендации по расчету экономического эффекта внедрения научно-технических достижений и передового опыта на железных дорогах – филиалах ОАО «РЖД» [Текст]. Утв. Распоряжением ОАО «РЖД» 21.09.2005. № 1392р.
30. Методика оценки технико-экономической эффективности внедрения ресурсосберегающих технологий и их влияния на сокращение эксплуатационных расходов [Текст] – М.: ВНИИЖТ, 1998
31. Статистический отчет о работе железнодорожного транспорта в 2012 году [Текст] – М., 2013. – 342 с.
32. Трифонов А.В. Влияние трибологического состояния рельсов на взаимодействие колес подвижного состава и пути: дис. канд. тех. Наук [Текст] – Москва, 2019. – 202 с.

					0032.150201.000.01MP.ПЗ	Арк.
						111
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		