

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

на тему: Дослідження впливу профілю колеса на динамічні сили системи «колесо-рейка» відповідно до вимог інтероперабельності

за освітньою програмою «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

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

Виконав: студент групи: ІН 2226

(підпис студента)

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

/ Андрій ДЕМБЦЬКИЙ /

Керівник:

(підпис)(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

/ к.т.н. Юлія СОБОЛЕВСЬКА /

Нормоконтролер:

(підпис)(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

/ зав. каф. Олексій ТЮТЬКІН /

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

Студент

(підпис)

Дніпро – 2024 рік

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

Building, architecture and infrastructure

(faculty/TRC)

Transport infrastructure

(department)

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

on the topic: Study of the influence of the wheel profile on the dynamic forces of the "wheel-rail" system in accordance with the requirements of interoperability  
according to educational curriculum Interoperability and safety in railway transport  
in the Specialization: 273 Rail transport

(Specialization and its code)

Done by the student  
(name, surname)

of the group: IH 2226

/ Andriy DEMBYTSKYI /

Scientific Supervisor:  
(position, name, surname)

/ Candidate of Science (Engineering)  
Yulia SOBOLEVSKA /

Normative controller :  
(position, name, surname)

/ Head of Dept. Oleksii TIUTKIN /

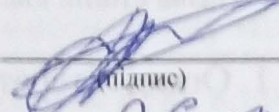
Dnipro – 2024

Міністерство освіти і науки України  
Український державний університет науки і технологій

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри  
«Транспортна інфраструктура»

  
(підпис) Олексій ТЮТКІН  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)  
Дата 29.01.2023

**ЗАВДАННЯ**

на кваліфікаційну роботу

ОС «магістр»  
(ступінь вищої освіти)

студенту Дембіцькому Андрію Андрійовичу

(Прізвище, Ім'я і по батькові)

1. Тема роботи: «Дослідження впливу профілю колеса на динамічні сили системи «колесо-рейка» відповідно до вимог інтероперабельності»

Керівник роботи: Соболевська Юлія Генріхівна, к.т.н., доцент

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

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

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

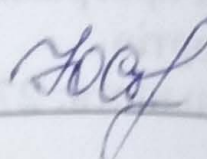
3. Вихідні дані до роботи: Результати аналізу українських та європейських норм. Математична модель взаємодії колісної пари з рейковою колією.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):  
Вступ. Розділ 1. Огляд літератури. Розділ 2. Типові профілі зношених головок рейок і ободів коліс. Розділ 3. Математична модель взаємодії колісної пари з рейковою колією. Розділ 4. Дослідження впливу профілю колеса на динамічні сили системи «колесо-рейка». Висновки.

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

Презентація за матеріалами досліджень, викладених в магістерській роботі (PowerPoint, 16 слайдів).

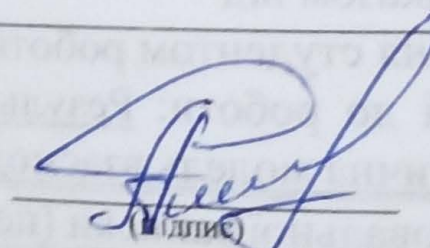
6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)
Всі розділи	Соболевська Ю.Г. доцент	 Ю.Г.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

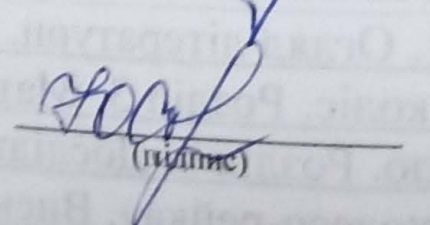
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи
1	Розділ 1. Огляд літератури.	30.10.2023- 19.11.2023
2	Розділ 2. Типові профілі зношених головок рейок і ободів коліс.	20.11.2023- 04.12.2023
3	Розділ 3. Математична модель взаємодії колісної пари з рейковою колією.	05.12.2023- 17.12.2023
4	Розділ 4. Дослідження впливу профілю колеса на динамічні сили системи «колесо-рейка»	18.12.2023- 07.01.2024
5	Перевірка роботи на наявність збігів текстових (літерних і цифрових) символів та графічних фрагментів. Отримання відгуку.	08.01.2024- 14.01.2024
6	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	15.01.2024
7	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	Згідно з планом ЕК

Студент

  
(підпис)

Андрій ДЕМЬО  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

  
(підпис)

Юлія СОБОЛЕВ  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

68 стор., 37 рис., 1 табл., 45 літературних джерел.

Об'єкт розробки – колісні пари рухомого складу.

Мета роботи – дослідження впливу зміни профілю колеса, а саме конусності його обода на умови взаємодії з рейковою колією відповідно до вимог інтероперабельності.

Метод дослідження – аналіз нормативної документації України та ЄС. Розрахунок параметрів взаємодії колісної пари з рейковою колією.

Для досягнення поставленої мети в роботі розглянуто теоретичні основи взаємодії колісної пари з рейковою колією, математичну модель знаходження сил взаємодії колісної пари з рейковою колією під час руху в прямій та кривій ділянці колії, для отримання достатньо точних даних про зміни форми профілів коліс та рейок в експлуатації рекомендується використовувати лазерні вимірювальні системи, встановлено, що у системі 1520 поняття еквівалентної конусності відсутнє, але є поняття взаємодія поверхні колісної пари та рейки, побудовано залежності різниці діаметрів середніх кіл кочення колісної пари від геометричних параметрів колісної пари та рейкової колії при різних значеннях конусності обода колеса; розглянуто функцію  $\Delta r = f(y)$  при взаємодії колісної пари з рейковою колією Р65 та UIC 60.

Проведені дослідження дозволяють перейти до визначення ефективної конусності та відповідно зменшити інтенсивність бокового зносу рейок та гребенів колісних пар та підвищити надійність роботи залізничного транспорту.

Ключові слова: СИЛИ ВЗАЄМОДІЇ, КОЛІСНА ПАРА, РЕЙКА, ЕКВІВАЛЕНТНА КОНУСНІСТЬ, ТЕХНІЧНІ СПЕЦІФІКАЦІЇ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ

## СПИСОК СКОРОЧЕНЬ І СЛОВНИК ТЕХНІЧНИХ ТЕРМІНІВ

США	Сполучені Штати Америки
СНД	Співдружність незалежних держав
UIC	International Union of Railways
КНР	Китайська Народна Республіка
ORIAN	Optical Rail Inspection and Analysis
ДІІТ-УЗ	Дніпропетровський інститут інженерів транспорту– Укрзалізниця
ІТМ	Інститут технічної механіки НАН України
EN	Європейська норма

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	<b>6</b>
<b>РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ</b> .....	<b>7</b>
1.1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВЗАЄМОДІЇ ПАРИ «КОЛЕСО-РЕЙКА».....	7
1.2. ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІС ТА РЕЙОК .....	9
1.3. ОГЛЯД ПРОФІЛІВ КОЛІС ТА РЕЙОК.....	15
Висновки до розділу 1.....	24
<b>РОЗДІЛ 2. ТИПОВІ ПРОФІЛІ ЗНОШЕНИХ ГОЛОВОК РЕЙОК І ОБОДІВ КОЛІС</b> .....	<b>25</b>
2.1. ПРИСТРОЇ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ПРОФІЛІВ КОЛІС ТА РЕЙОК.....	25
2.2. СТВОРЕННЯ БАЗИ ДАНИХ ПРОФІЛІВ ЗНОШЕНИХ ГОЛОВОК РЕЙОК .....	28
2.3. СТВОРЕННЯ БАЗИ ДАНИХ ПРОФІЛІВ ЗНОШЕНИХ ОБОДІВ КОЛІС.....	32
Висновки до розділу 2.....	37
<b>РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІСНОЇ ПАРИ З РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ</b> .....	<b>39</b>
Висновки до розділу 3.....	56
<b>РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОФІЛЮ КОЛЕСА НА ДИНАМІЧНІ СИЛИ СИСТЕМИ «КОЛЕСО-РЕЙКА»</b> .....	<b>57</b>
Висновки до розділу 4.....	62
<b>ВИСНОВКИ</b> .....	<b>63</b>
<b>СПИСОК ЛІТЕРАТУРА</b> .....	<b>65</b>

## ВСТУП

Взаємодія рухомого складу та колії є одним з основних факторів, що чинять істотний вплив на безпеку руху поїздів, на величини допустимих швидкостей руху, на витрати, які пов'язані з утриманням одиниць рухомого складу та залізничної колії, та ін. Крім того, знос коліс та рейок призводить до втрати значної частини енергетичних ресурсів, що витрачаються на тягу поїздів. Процеси взаємодії системи «вагон-колія» визначаються як конструкцією залізничної колії, так і конструкцією та параметрами екіпажів. Від динамічних якостей рухомого складу, які значною мірою зумовлені конструкцією та технічним станом ходових частин, і від узгодженості профілів коліс та рейок залежить навантаженість робочих поверхонь контактної пари «колесо-рейка», інтенсивність їх зносу, ступінь накопичення контактної втоми тощо. Одним із шляхів вирішення задачі покращення динамічної взаємодії рухомого складу та колії є зміна конструкції ходових частин з метою підвищення критичної швидкості та покращення динамічних якостей, а також перехід до профілів коліс та рейок, що забезпечують конформний контакт.

В даний час переважна більшість вантажних вагонів залізниць України обладнана візками моделі 18-100. Ці візки мають суттєві недоліки. Головні з них – незадовільні характеристики при вписуванні в криві, значне зношування коліс і рейок, схильність до виникнення коливань виляння під час руху на прямих ділянках колії.

Тому проблема покращення взаємодії рухомого складу та колії, зокрема шляхом удосконалення профілів коліс та рейок, є однією з найбільш актуальних проблем залізничного транспорту України.

*Об'єктом дослідження* в даній роботі є колісні пари рухомого складу.

*Предметом дослідження* являється процес взаємодії колеса з рейкою при зміні профілю колеса відповідно до вимог інтероперабельності.

## РОЗДІЛ 1

### ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

#### 1.1. Теоретичні основи взаємодії пари «колесо-рейка»

При коченні колеса по рейці виникають сили псевдоковзання (сили крипа), які обумовлені частковим взаємним проковзуванням контактуючих поверхонь з деяким зміщенням металу.

Крип являє собою явище, пов'язане з тим, що внаслідок пружної взаємодії колеса та рейки при невеликих значеннях відносного проковзування площа контакту поділяється на зони зчеплення та мікропроковзування, що тягне за собою зменшення тангенціальних сил на цій площині порівняно з максимальним значенням, коли проковзування має місце по всій площі контакту. Інтервал відносних проковзувань, при яких проявляється це явище, називається зоною крипа. З кінематики руху колісної пари виділяють три складові крипу: поздовжній, поперечний і обертання (спин). Під відносним проковзуванням розуміють безрозмірну величину, рівну відношенню швидкості відносного руху взаємодіючих поверхонь до лінійної швидкості поверхні кочення колеса [1].

Для визначення сил псевдоковзання існують різні гіпотези, побудовані за результатами теоретичного та експериментального вирішення задачі кочення колеса по рейці. Теорія псевдоковзання коліс, запропонована Картером [2], передбачає лінійну залежність сил крипа від відносних швидкостей проковзування колеса по рейці. Сила, що діє на кожне колесо, розкладається на дві складові паралельно і перпендикулярно осі колії. Ця теорія застосовується у багатьох роботах [3-6], але вона справедлива тільки для малих значень відносних швидкостей проковзування колеса по рейці. При дії на екіпаж реальних збурень швидкості проковзування зазвичай перевищують значення, для яких справедлива лінійна залежність. У таких випадках доцільно використовувати нелінійну модель крипа [7-8], яка враховує вплив радіуса кола кочення колеса, положення контактної плями, зношування коліс і рейок, проковзування обертання (спин).

Класичну теорію контакту розробив Герц (Hertz) [9]. Герц довів, що зона контакту кочення між двома неконформними тілами повинна мати еліптичну форму і розробив метод розрахунку півосей еліпса і розподілу тиску в плямі контакту. Теорія Герца обмежена випадком контакту вільних від тертя поверхонь абсолютно пружних твердих тіл, але вона залишається цінною вихідною точкою для вирішення більшості завдань контакту і включена в ряд комп'ютерних програм, пов'язаних з контактом колеса і рейки.

Як було зазначено, Картер (Carter) ввів поняття крипа, чи мікропроковзування між колесом і рейкою з відповідними силами, що виникають при цьому [10]. Калкер (Kalker) запропонував повне теоретичне рішення для загального тривимірного випадку з довільним ковзанням і обертанням [11]. Відповідно до цієї теорії розроблено різні комп'ютерні алгоритми для розрахунку сил крипа. Так програма CONTACT, заснована на «точній» теорії Калкера, є відносно повільною і непридатна для практичного використання в чисельному інтегруванні на кожному відрізьку часу. Є підпрограми табличного інтерполювання, такі, як USETAB, які інтерполюють величини сил крипа, попередньо обчислені за допомогою програми CONTACT. Програма FASTSIM ґрунтується на «спрощеній» теорії Калкера, яка передбачає наявність еліптичної плями контакту з податливим проміжним шаром між двома жорсткими тілами [12-13]. До основних переваг програми FASTSIM відноситься порівняно висока швидкість розрахунку, урахування спина та радіусів кривизни контактуючих поверхонь.

Значний інтерес становлять теоретичні методи оцінки зносу коліс та рейок. Більшість існуючих методів дозволяють визначити лише коефіцієнт зносу, який не містить даних про обсяг фактичних втрат матеріалу в результаті зносу та зміни геометрії коліс та рейок. Як результати отримують відносні числа, на основі яких роблять висновки про зносостійкість коліс і рейок при різних режимах руху. Так, у роботі [14] пропонується оцінювати інтенсивність зносу визначенням сумарної роботи сил взаємодії при трьох фазах контакту (на

конічній поверхні колеса; одночасно на конічній поверхні та гребені колеса; на гребені колеса при відриві конічної поверхні від рейки). У роботі [15] робиться спроба отримати кількісний взаємозв'язок між величиною втрат матеріалу та відносною швидкістю або навантаженням у точці контакту колеса з рейкою. Автор пропонує перейти від роботи сил взаємодії до маси зношеного металу за допомогою коефіцієнта пропорційності, який вибирається залежно від інтенсивності зношування (помірний, інтенсивний). Слід зазначити, що така методика враховує лише знос під впливом сил тертя (природний знос). У моделі зносу Арчарда (Archard) [16] передбачається визначення об'єму зношеного матеріалу в залежності від зусилля в контакті, відстані ковзання, твердості матеріалу, а також швидкості ковзання і тиску. Джендел (Jendel) застосував модель Арчарда визначення глибини зносу [16]. Актуальною проблемою є створення розрахункових методів для врахування зміни профілю поверхні кочення коліс та рейок за рахунок пластичної деформації.

Для проведення теоретичних досліджень коливань вагонів є різні розрахункові схеми залізничної колії: від абсолютно жорсткої основи, коли колеса повторюють нерівності рейкових ниток, до детально розроблених моделей, що складаються з рейкошпальної решітки і деформованої підрейкової основи, що дозволяє враховувати пружні, дисипативні та інерційні характеристики реальних конструкцій колії. Використання більш докладних моделей колії дозволяє повніше вивчити динамічні процеси у системі «екіпаж-колія», хоча рішення ускладнюються [7].

При вирішенні завдань з обчислення сил взаємодії коліс з рейками екіпаж розглядають, як правило, у вигляді просторової дискретної нелінійної механічної системи, що складається з твердих тіл, з'єднаних шарнірними, жорсткими або пружно-дисипативними елементами, а для рейкової колії беруть до уваги її пружні властивості.

## **1.2. Шляхи покращення взаємодії коліс та рейок**

Сили взаємодії коліс і рейок значно впливають на динамічну поведінку

залізничного екіпажу. Ці сили залежать від характеристик зчеплення коліс з рейками, пружного ковзання або крипу, а також від зношування як коліс, так і рейок. На перелічені вище характеристики впливає геометрія профілів коліс та рейок, а також динамічна поведінка самого екіпажу, оскільки сили крипа залежать від площі контакту та контактних напружень між колесами та рейками [17]. На зчеплення коліс з рейками впливають також такі чинники як шорсткість поверхонь, умови навколишнього середовища (забруднення, спричинені водою, маслом, брудом, снігом та іншими причинами). Важливу роль в цьому відіграють матеріали, з яких виготовлені колеса і рейки [1].

Оптимізація характеристик контактування коліс і рейок вимагає досліджень у чотирьох областях: динамічна взаємодія екіпажу та залізничної колії, контактна механіка, металургійні властивості контактуючих тіл, регулювання тертя в контактах «колесо-рейка» [18-19].

Як відомо, одним із найбільш ефективних шляхів зниження зносу коліс та рейок є застосування їх раціональних профілів. Підбір раціональних профілів коліс і рейок дозволяє зменшити сили та напруження в їхньому контакті, а також послабити динамічний вплив рухомого складу на колію [20]. Тобто, раціональні профілі коліс та рейок – це такі профілі, які забезпечують їхню найкращу працездатність для заданих умов експлуатації.

Як було показано в роботах [21-22], бокові поверхні рейок і гребенів коліс піддаються інтенсивному зносу в кривих. У роботі [23-24] стверджується, що процес зносу коліс та рейок у нормальних умовах призводить до геометрично стабільного профілю. Найефективніший засіб боротьби зі зносом коліс і рейок – конформність контакту робочих поверхонь, тобто подібність обрисів профілів у зоні гребеня колеса та робочої викружки головки рейки [25].

Дослідження впливу профілів рейок та коліс, зношених переважно в області бокової поверхні головки рейки та гребенів коліс, показало, що питома робота сил тертя та частка опору руху, пов'язана із взаємодією коліс та рейок, знижується найбільш істотно в тому випадку, коли профілі колеса та рейки

взаємно зношені. У роботі [25] наголошується, що рекомендується впровадження обточування колісних пар в експлуатації з ремонтних профілів із збереженням припрацьованої поверхні гребенів. При цьому, зменшення товщини шару, що зношується між обточками, компенсується відсутністю інтенсивного зносу металу гребеня на перших 25 тис. км пробігу після обточування, коли стандартний профіль набуває обрису форми "природного зносу", що зберігається в процесі подальшої експлуатації.

Відомо, що ефективність застосування раціональних профілів коліс залежить не тільки від параметрів самого профілю, а й від конструкції ходових частин рухомого складу. Тому застосування удосконалених профілів коліс повинно супроводжуватись удосконаленням візків рухомого складу. На сьогодні в Україні майже всі вантажні вагони, що серійно випускаються, не відповідають їх аналогам у розвинених країнах за показниками швидкості, надійності, ресурсу ходових частин. Придбання значної кількості вагонів з візками нового покоління вимагає великих капіталовкладень. У такому разі раціональним компромісом є модернізація вагонів, що вже експлуатуються [26]. При такому підході значно знижується фінансове навантаження на залізничні підприємства, з'являється можливість поступово перейти до більш сучасних конструкцій ходових частин, що найбільш повно відповідають умовам їх експлуатації та організувати базу для їх утримання та ремонту. Перспективним способом покращення взаємодії коліс з рейками є застосування бокових ковзунів постійного контакту та додаткових зв'язків у візках вантажних вагонів.

Умови взаємодії системи «колесо-рейка» значною мірою визначаються технічним станом рухомого складу та залізничної колії. Експлуатація рухомого складу із зношеними деталями і відступами як збільшує інтенсивність зношування, так і впливає на опір руху, тобто викликає підвищену витрату енергії. До основних параметрів, що характеризують стан ходової частини та впливають на інтенсивність зносу колісних пар відносяться: перекіс осей колісних пар та їх положення в рамі візка, стан системи спирання кузова,

фрикційної системи гасіння коливань, різниця діаметрів коліс. Для зменшення інтенсивності зношувальних процесів у системі «колесо-рейка», пов'язаних з технічним станом рухомого складу та колії, необхідний суворий вихідний контроль (відповідно до нормативної технічної документації) стану ходових частин вагонів на стадії збирання, після ремонту та в процесі експлуатації. Особливу увагу необхідно приділяти контролю таких параметрів візків вантажних вагонів, як різниця товщин стінок у обох букс з одного боку візка, різниця в ширині букс на одній колісній парі, різниця баз боковин, різниця діаметрів коліс у колісній парі. На підставі результатів моделювання та проведених експериментів у роботах [27-28] надано рекомендації щодо нормативів утримання екіпажів та рейкової колії.

На взаємодію пари «колесо-рейка» також впливає зазор у колії між гребенями коліс і боковими поверхнями головок рейок у прямих і кривих ділянках колії. У роботі [25] вказується на те, що зменшення ширини колії до 1520 мм у прямих та кривих ділянках залізничної колії (уніфікація колії) при одночасному збільшенні допуску на її звуження, замість встановленої раніше 1524 мм, до середини 1980-х років призвело до масового виходу з ладу колісних пар, що, своєю чергою, нерідко призводило до збоїв у перевезеннях. Недостатність зазору в колії в прямих і кривих ділянках призвела до того, що конусна поверхня кочення коліс перестала зношуватися, а гребені, площа контакту яких значно менше, стали працювати в режимі тертя ковзання. Це до певної міри підтверджується тим, що новопридбані колісні пари в умовах звуженої колії, особливо після ремонтів колії, при товщині гребеня від 33 мм до 28 мм зношуються в кілька разів швидше, ніж при товщині гребенів 25-28 мм. В умовах порожнього пробігу вагонів у звуженій колії збільшується ймовірність видавлювання колісної пари з появою нерівностей колії з відривом поверхні кочення коліс від рейки, особливо на швидкостях 70-80 км/год.

У той же час наголошується на тому, що уніфікація ширини колії, що проводилася наприкінці 1950-х і на початку 1970-х років минулого століття,

стала результатом багаторічних досліджень широкого кола кваліфікованих вітчизняних фахівців у галузі взаємодії рухомого складу та колії, результати яких узгоджуються зі світовим досвідом. Зростання інтенсивності зносу гребенів коліс рухомого складу і бокових поверхонь головок рейок, що спостерігалось з 1970-х років, стало наслідком умов експлуатації, що постійно ускладнювалися (зростання осьових навантажень і маси поїздів). Вплив уніфікації ширини колії на цьому тлі мала, і вона не могла вплинути на зміну характеру процесів взаємодії системи «екіпаж-колія» у кривих.

Одним з основних факторів, що впливають на процес взаємодії контактної пари «колесо-рейка», є коефіцієнт тертя між гребенем колеса і боковою гранню головки рейки. Зниження коефіцієнта тертя є ефективним засобом впливу практично на всі силові параметри, що формуються в зоні контакту гребенів коліс рухомого складу та бокової грані головок рейок у криволінійних ділянках колії. Це також практично єдиний шлях запобігання явищу схоплювання металу в зоні контакту, що призводить до найважчого виду зношування з мікрорізнанням поверхонь, що контактують.

Ефективним методом регулювання тертя в контакті «колесо-рейка» є лубрикація. Раціональне застосування пересувних і колійних лубрикаторів, а також гребнезмащувачів на локомотивах сприяє зниженню зносу бокової поверхні головок рейок і гребенів коліс, скороченню витрати палива та електроенергії на тягу поїздів, що обумовлено покращенням взаємодії – «колесо-рейка», зменшенню виділення шуму, пов'язаного з рухом.

Властивості сталі коліс і рейок, її хімічний склад, твердість, мікроструктура істотно впливають на їх зносостійкість, опір контактнo-втомним пошкодженням. Покращення властивостей колісних і рейкових сталей може істотно підвищити рівень допустимих контактних напружень. Результати, наведені у роботах [1, 16], показують, що зі збільшенням твердості рейок зростає їхня зносостійкість. Перспективним є застосування рейок з бейнітних сталей та зі сталей підвищеної якості, що сприяє зниженню кількості поверхневих дефектів контактнo-втомного

походження у вигляді тріщин та відшарувань металів. Дослідження щодо продовження терміну служби коліс повинні включати поліпшення металургійних властивостей колісних сталей та вдосконалення гальмівного обладнання, оскільки найчастіше колеса вилучаються з експлуатації не за спрацьовуванням, а через появу вищербин та відшарувань металу, повзунів, тріщин на бандажах та дефектів на наплавленій поверхні кочення коліс.

У роботах [27, 29] відзначається значення узгодженості таких параметрів залізничної колії як радіус кривої, ширина колії, підвищення зовнішньої рейки в кривій, нахил рейок на інтенсивність зносу коліс і рейок. Рекомендується перегляд норм утримання колії з урахуванням умов експлуатації (осьові навантаження, швидкості руху вантажних та пасажирських поїздів).

Для покращення умов взаємодії коліс та рейок у світовій практиці широко застосовується шліфування рейок. В даний час шліфування рейок стало невід'ємною частиною робіт з поточного утримання колії практично на всіх залізницях Північної Америки та Західної Європи. Незважаючи на відмінність методів шліфування, що застосовуються на різних залізницях, цілі у них однакові: зменшення зносу і контактено-втомних пошкоджень пари «колесо-рейка». Досвід експлуатації залізниць Північної Америки показує [30], що поряд з використанням високоякісних сталей та ефективним змащуванням коліс і рейок шліфування може суттєво підвищити термін служби рейок та знизити пов'язані з їх експлуатацією витрати. На залізницях Північної Америки шліфування рейок ведеться за допомогою рейкошліфувальних машин, оснащених шліфувальними колами та комп'ютеризованими системами керування, які забезпечують оптимальну продуктивність та точність відтворення профілю рейок за високої швидкості руху. Профільне шліфування рейок для кожної ділянки залізниці здійснюється за програмою шліфування, основою якої є вибір відповідного профілю рейки. У роботі [30] повідомляється про розробку профілів рейки, що забезпечують узгодженість профілю колеса з умовами руху в кривих. На залізницях Великобританії використовується вдосконалена

технологія шліфування рейок, так звана агресивна, що дозволяє за один прохід зняти в 6 разів більший шар металу, ніж традиційна. Метал, що видаляється, при цьому перетворюється не на пил, а на дрібну стружку. Поверхня головки виходить відносно грубою, тому пред'являються високі вимоги до точності виконання операцій (кілька десятих часток міліметра в горизонтальній і вертикальній площинах), і формування поздовжнього і поперечного профілів головки рейки, а також до якості поверхні кочення. Відновлення поперечного проектного профілю головки рейки на залізницях Західної Європи виконується задля забезпечення розрахункового режиму прослідкування рухомого складу, рівномірного розподілу внутрішніх напружень і зменшення зносу рейок, покращення взаємодії колеса з рейкою, видалення напливів зім'ятого шару металу.

### **1.3. Огляд профілів коліс та рейок**

Для покращення взаємодії колісної пари та колії у багатьох країнах світу проводяться дослідження щодо створення нових удосконалених профілів коліс та рейок. Профілі коліс та рейок слід проектувати як систему, оскільки їхня узгодженість суттєво впливає на такі показники як інтенсивність зношування контактної пари – «колесо-рейка» та наростання контактної втоми. Для криволінійних та прямих ділянок колії рекомендується розробка різних типів профілів рейок [18].

Залежно від профілів контактуючих поверхонь колеса та рейки можливі три форми контакту: одноточковий, двоточковий та конформний. Одноточковий контакт полегшує вписування екіпажів у криві, але може супроводжуватися вищим проковзуванням і високими контактними напруженнями, що може призводити до втомних ушкоджень робочої грані рейки. Існує думка, що двоточковий контакт менш руйнівний для рейки, ніж одноточковий, тому що вертикальне навантаження не діє на його робочу викружку. Однак при двоточковому контакті бокові сили, що діють на гребінь колеса, сприяють його прискореному зносу. При цьому контакті також обмежена можливість колісних

пар до радіальної установки в кривій. При конформному гребневому контакті має місце найбільша площа контакту та найменша контактна напруженість порівняно з неконформними профілями. Колесо та рейка, профілі поверхонь кочення яких конформні, довго зберігають свою форму і добре експлуатуються з точки зору довговічності. Конформну форму профілю колеса рекомендується розробляти з урахуванням наступних моментів: кут нахилу робочої грані гребеня повинен бути достатньо великим, щоб запобігати вкочуванню колеса на рейку; поверхня кочення колеса повинна забезпечувати стійкість руху екіпажу на прямих ділянках колії; галтель біля основи гребеня повинна знижувати контактну напруженість на робочій грані головки рейки і одночасно забезпечувати сприятливі умови вписування в криві. Контакт вважається щільно конформним, якщо проміжок між недеформованим колесом і рейкою не перевищує 0,1 мм. У навантаженому стані через пружну деформацію контактної пари зазор практично зникає, що призводить до збільшення площі контакту. При зазорі до 0,4 мм контакт можна вважати конформним, але щільно конформним він стає лише після значного зношування робочих поверхонь колеса і рейки і накопичення пластичних деформацій.

При виборі профілів колеса та рейки слід враховувати такі особливості контактної взаємодії:

- контакт не поширюється по всій поверхні кочення колеса та рейки (рис. 1.1);

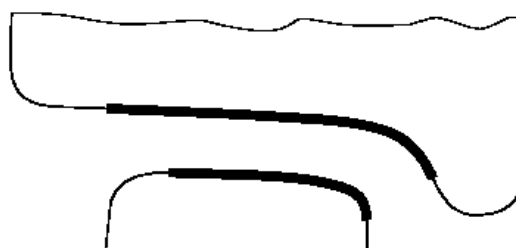


Рисунок 1.1 – Потенційні області контакту колеса та рейки

– контакт розподілений по поверхні кочення колеса та рейки нерівномірно. При русі в прямих ділянках колії контакт колеса та рейки відбувається переважно в середній частині поверхні кочення обода, а при проходженні

екіпажем кривих зона контакту зміщується до гребеня на зовнішній рейці та на зовнішню сторону – на внутрішній рейці;

– зміна профілів колеса і рейки відбувається не тільки внаслідок їх зносу, але і внаслідок їх пластичної деформації (переміщення матеріалу по профілю).

**Профілі коліс.** Традиційно ходова частина залізничного рухомого складу оснащується колісними парами з колесами, які жорстко встановлені на загальній осі. Поверхня кочення колеса обробляється так, що створюється конус з кутом  $\gamma$  до осі колісної пари (ефективна конусність  $\gamma$ ) (рис. 1.2). Зменшення величини ефективної конусності покращує динаміку руху колісної пари на прямих ділянках колії, а збільшення – зменшує знос коліс у кривих.

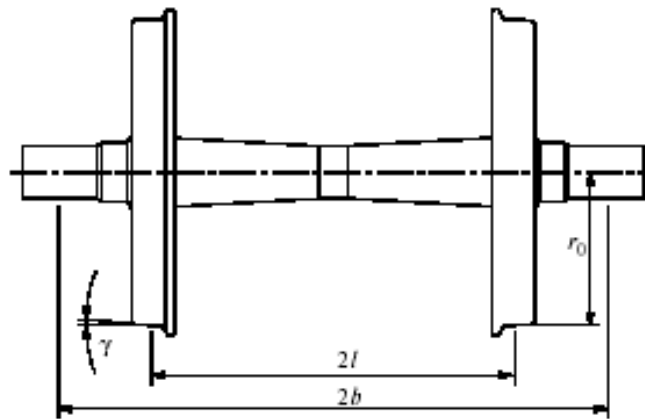


Рисунок 1.2 – Колісна пара рухомого складу

Ефективна конусність стандартного для залізниць України колеса становить 1:20 [31] (рис. 3).

Основними тенденціями розвитку сучасного рухомого складу є підвищення швидкостей руху поїздів, зростання осьових навантажень та збільшення міжремонтних пробігів вантажних вагонів. У цих умовах стандартний профіль поверхні кочення обода колеса, який застосовується на вантажних вагонах уже понад 50 років, потребує вдосконалення.

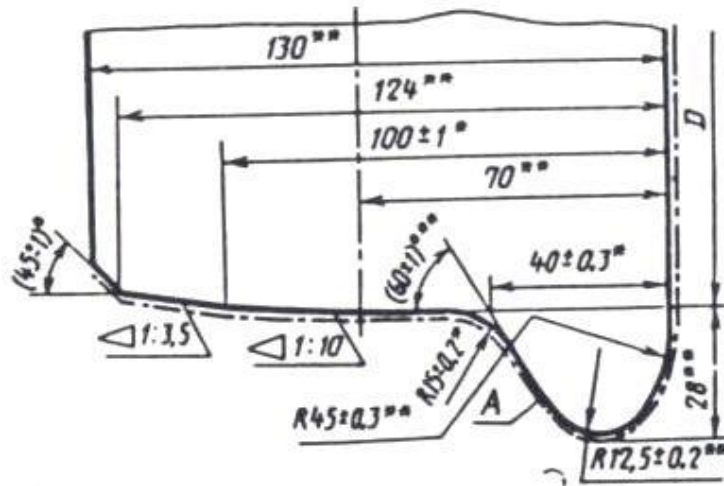


Рисунок 1.3 – Стандартний профіль поверхні обода колеса

Існуючі розробки в галузі удосконалення профілю колеса спрямовані на зменшення зносу зміною ефективної конусності та застосуванням нелінійної поверхні кочення.

Колісні пари більшості вантажних вагонів України, обладнаних візками моделі 18-100, обточені за неконформним профілем ДПТ-УЗ. Цей профіль застосовується як ремонтний, він забезпечує зниження інтенсивності зношування гребенів, порівняно зі стандартним профілем, на 30% [32].

На залізницях України успішно застосовується у вантажних вагонах із комплексно модернізованими візками профіль поверхні кочення колеса ІТМ-73 [33]. Застосування даного профілю забезпечує зниження зносу гребеня колеса, порівняно зі стандартним профілем, більш ніж у 2 рази за рахунок створення максимальної різниці кіл кочення коліс при проходженні кривої шляхом збільшення радіуса галтелі і кута нахилу гребеня. Це призводить до зменшення проковзування коліс у кривих і, відповідно, зменшує знос гребенів.

**Профілі рейок.** На залізницях країн СНД масово застосовуються рейки Р65. Поверхня кочення головки рейки, згідно з цим стандартом, симетрична, і утворена кривими з радіусами 15-80-500-80-15 (рис. 1.4).

Радіуси 15 та 500 мм встановлені з умови зниження інтенсивності розвитку контактних-втомних дефектів у зоні бокового закруглення та хвилеподібних

нерівностей у середній частині поверхні кочення. Ці рейки добре працюють на прямих ділянках колії.

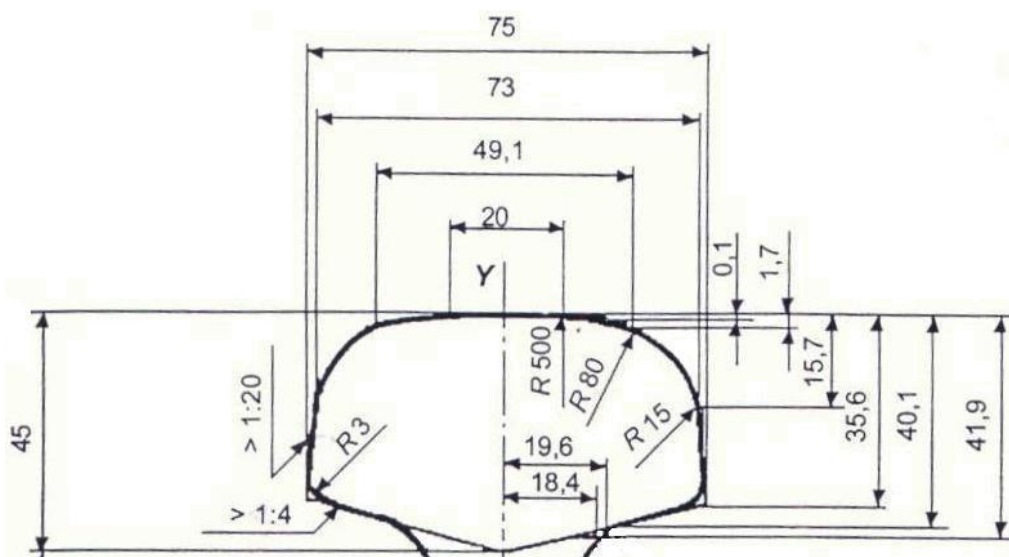


Рисунок 1.4 – Профіль головки рейки Р65

Умови роботи рейок у кривих значно складніші, ніж у прямих ділянках колії, оскільки при русі по кривій на головку рейки діють значні бокові сили через набігання передньої по ходу руху колісної пари. Це призводить до посиленого зношування бокової грані головки зовнішньої рейки та розвитку дефектів контактно-втомного походження.

Між розвитком контактно-втомних дефектів і зносом майже завжди є тісна взаємозалежність. У кривих радіуса 350 м і менше переважає зношування. Його частка у кількості цих двох ушкоджень становить 60%. У кривих радіусів 651-1000 м частка зносу - всього 20%, а понад 60% припадає на контактно-втомні дефекти. Тому в багатьох країнах ведеться розробка профілів головок рейок, призначених для встановлення зовнішніх кривих.

У рейки типу Р5 (рис. 1.5, а) форма робочої поверхні головки була спроектована так, щоб більшість колісних пар з різним ступенем зносу бандажа проходила криві без поперечного ковзання. В іншому випадку виникають значні поперечні пластичні деформації поверхневих шарів металу головки, що є однією з основних причин появи контактно-втомних ушкоджень.

Рейка типу Р6 (рис. 1.5, б) має дуже великий радіус бокового округлення головки і більш опуклу поверхню кочення. За такої форми головки переважна кількість вертикальних впливів від коліс переноситься на середню частину поверхні кочення головки рейки.

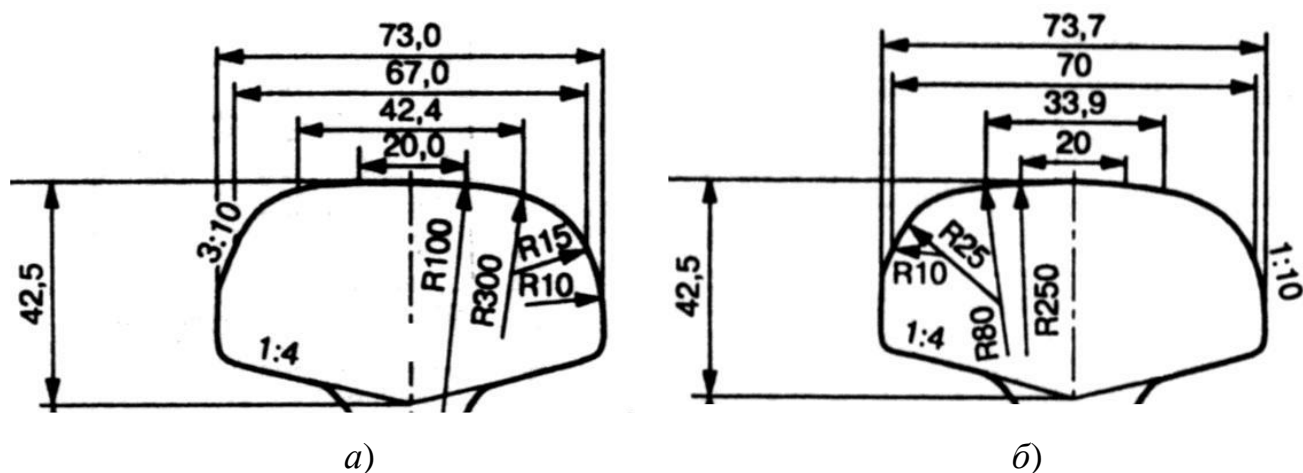


Рисунок 1.5 – Профілі головки рейки Р5 та Р6

Процес руйнування рейок, що викликається збільшенням динамічних сил, взаємопов'язаний із величиною питомих контактних тисків, які залежать від кривизни контактуючих поверхонь колеса та головки рейки. Результати експлуатаційних випробувань показали, що процес руйнування сталі протікає швидше за малої величини радіусів окремих ділянок поверхні кочення головки рейки. У рейок Р5 і Р6 для кривих ділянок колії, з радіусами бокового заокруглення відповідно рівними 15 і 25 мм, встановлено помітне зниження інтенсивності розвитку контактно-втомних дефектів порівняно з тим, що спостерігалось у рейок типу Р50, які мають радіус бокового заокруглення 13 мм. Крім зниження питомих контактних тисків, форма поверхні кочення головки рейки має велике значення і для забезпечення більш стійкого руху колісних пар, зокрема на прямих ділянках колії.

Для подальшого вдосконалення профілю головки рейки замість вихідних положень, використаних при проектуванні рейок Р5 і Р6, були прийняті інші, зокрема вимога більш рівномірного розподілу роботи сил тертя поперечного ковзання по контуру робочої поверхні головки при збереженні мінімальної

величини цієї роботи в зоні бокового заокруглення поверхні кочення. Для усунення виявлених недоліків профілів головок рейок Р5, Р6 і Р50 було здійснено коригування контурів робочої поверхні та бокової грані, а також розроблено профіль рейки Р7 (рис. 1.6).

Ця рейка має більш опуклу поверхню кочення головки, в результаті чого досягається розвантаження верхньої частини бокового заокруглення, що здійснюється за рахунок збільшення нахилу бокової грані головки з 3:10 до 3,5:10.

Необхідність використання в зовнішніх нитках рейок зі спеціальним профілем головки, здатним мінімізувати інтенсивність бокового зносу в головці та значно зменшити кількість дефектів контактної-втомного походження, у результаті призвела до створення рейки з профілем Р65К (рис. 1.7).

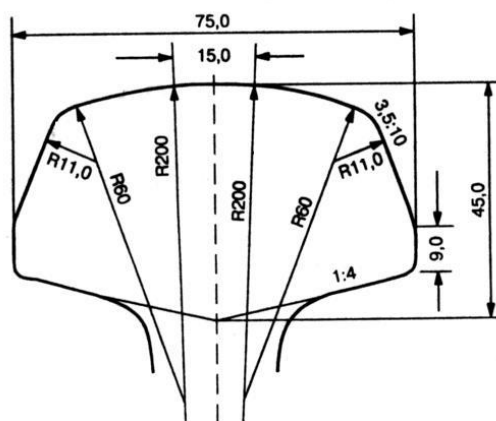


Рисунок 1.6 – Профілі головки рейки Р7

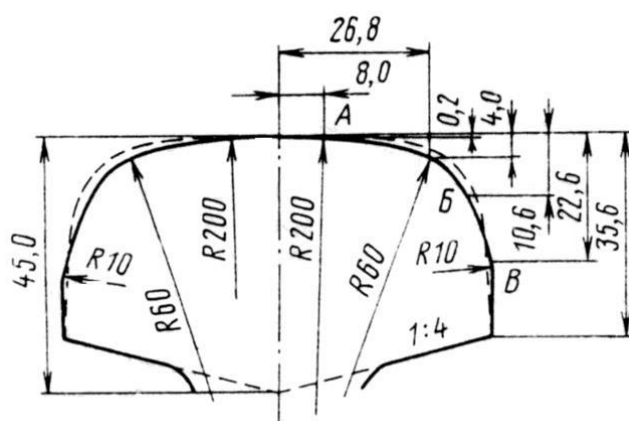


Рисунок 1.7 – Профіль головки рейки Р65К

Застосування рейки з цим профілем сприяє покращенню умов взаємодії з колесами рухомого складу за рахунок розосередження контактних впливів на поверхні головки, що дозволяє знизити інтенсивність утворення двох видів пошкоджень рейок у кривих - бокового зносу в головці та дефектів контактновтомного походження.

Профіль зовнішніх рейок у кривих повинен усувати підвищену концентрацію напружень, щоб не було контактної втоми металу, і в той же час покращувати вписування екіпажів зі зношеними колесами.

Зі зменшенням радіусу кривої бокові сили зростають, і дефекти в рейках розвиваються інтенсивніше. В результаті міняти їх доводиться частіше. Для зменшення контактних напружень у парі «колесо-рейка» є ефективним застосування рейки з головкою, яка асиметрична відносно вертикальної осі симетрії рейки.

З метою збільшення терміну експлуатації рейок у кривих було запропоновано робочу поверхню головки виконувати із несиметричним профілем з нахилом  $0,05 - 0,12$  рад по відношенню до зовнішньої бокової грані на ширину, що дорівнює  $2/3$  ширини головки рейки (рис. 1.8). Вибір зазначених меж допустимої зміни нахилу обумовлений результатами випробувань.

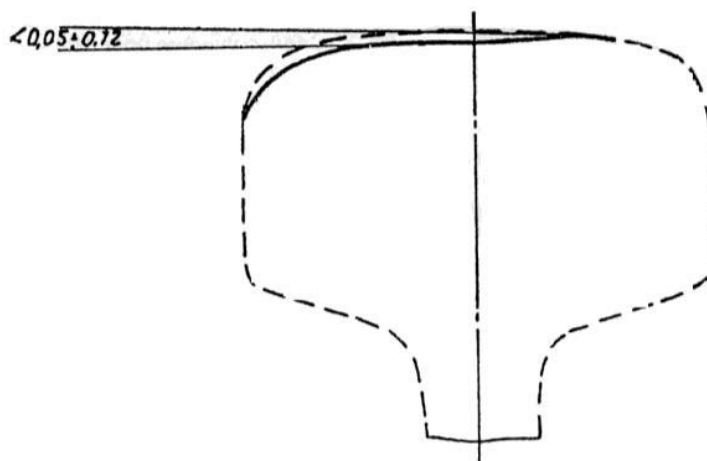


Рисунок 1.8 – Несиметричний профіль рейки з нахилом  $0,05-0,12$  рад

Також, було запропоновано частину поверхні кочення головки рейки з боку робочої бокової грані по всій довжині рейки зточувати на глибину  $f$  (рис. 1.9).

Чим більша глибина скосу частини поверхні кочення рейки, тим більше вертикальний контакт коліс з рейками зміщується в середню частину поверхні кочення рейки. У даному винаході зона скосу частини поверхні кочення обмежена вертикальними площинами, віддаленими від осі симетрії рейки на відстань відповідно  $x_1 = 0,24a$ ,  $x_2 = 0,44a$  ( $a$  – ширина головки рейки).

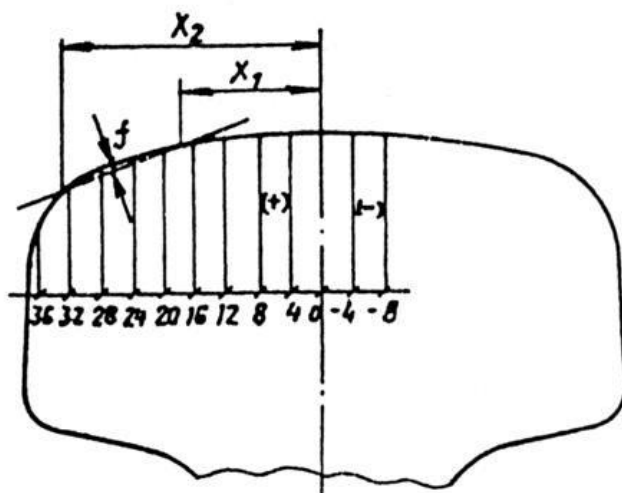


Рисунок 1.9 – Профіль головки рейки зі скошеною частиною

Для зменшення контактних напружень у парі «колесо-рейка» і збільшення за рахунок цього їх довговічності та зносостійкості у роботі [34] запропоновано головку рейки робити асиметричною відносно вертикальної осі симетрії рейки (рис. 1.10). При цьому крива профілю поверхні кочення головки нахилена до горизонталі у поперечному напрямку.

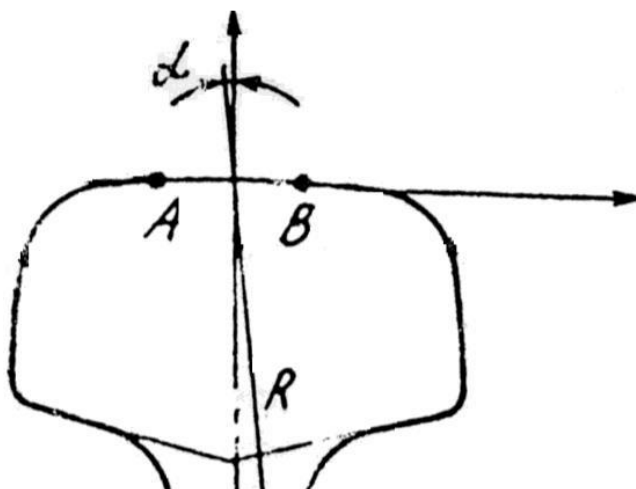


Рисунок 1.10 – Асиметричний профіль головки рейки

Запропонована форма головки рейки за рахунок більшої лінії контакту з поверхнею кочення колеса дозволяє, за твердженням авторів, суттєво зменшити кінематичні коливання рейкового екіпажу та знизити контактну напруженість в парі «колесо-рейка».

Вивчення закордонного досвіду показало [18], що поперечний профіль робочої поверхні головки нової рейки сучасного виробництва окреслено, як правило, кривою трьох (рідше двох) радіусів. Найменший радіус бокового заокруглення (9,5 мм) застосовують на рейках США, а найбільший (15,0 мм) – на рейках СНД. У перехідній зоні (від викружки до середини головки рейки) найменший радіус (31,8 мм) також мають рейки США, а найбільший (80 мм) – рейки СНД, КНР, Японії та країн, що входять до UIC.

У середній частині головки найбільший радіус мають рейки Японії (600 мм) та СНД (500 мм). Найменший радіус (101,6 мм) у середній частині головки – у рейок Канади (для кривих). Нахил бокової грані головки цих рейок прийнятий в межах від 1:14,3 до 0.

### **Висновки до розділу 1**

– розглядаючи теоретичні дослідження щодо взаємодії колісної пари з рейковою колією, доцільно використовувати нелінійну модель крипа, яка враховує вплив радіуса кола кочення колеса, положення контактної плями, знос коліс та рейок;

– встановлено, що одним із найбільш ефективних шляхів покращення взаємодії коліс з рейками є застосування їх раціональних профілів, що дозволяє зменшити сили та напруження у взаємодії колеса та рейки, а також послабити динамічний вплив рухомого складу на колію;

– найбільш перспективними є профілі коліс та рейок, що забезпечують конформний контакт, при якому мають місце найбільша площа контакту та найменша контактна напруженість порівняно з неконформними профілями. Крім того, ці профілі довго зберігають свою форму.

## РОЗДІЛ 2

### ТИПОВІ ПРОФІЛІ ЗНОШЕНИХ ГОЛОВОК РЕЙОК І ОБОДІВ КОЛІС

#### 2.1. Пристрої для вимірювання профілів коліс та рейок

У процесі експлуатації рухомого складу залізниць геометричні параметри профілів коліс та рейок суттєво змінюються. Це обумовлюється зносом та пластичною деформацією їх робочих поверхонь. У міру збільшення зносу контактної пари «колесо-рейка» погіршуються експлуатаційні показники горизонтальної динаміки рухомого складу, що негативно впливає на безпеку руху поїздів. Для виконання досліджень щодо вдосконалення профілів коліс та рейок необхідні досить точні дані про зміни форми профілів коліс та рейок в експлуатації.

До останнього часу основними засобами вимірювання профілів коліс та рейок були ручні прилади (шаблони, штангенциркулі, вимірювальні скоби та ін.), що мають невисоку точність. Виконання вимірювань за допомогою цих приладів потребує значних витрат часу, а також залежить від таких суб'єктивних факторів, як кваліфікація та навички виконавця. Такі пристрої непридатні для накопичення значного обсягу інформації, необхідного для розробки ефективних заходів для суттєвого уповільнення зносу коліс і рейок.

Останнім часом на залізницях ряду країн стали впроваджуватися нові, більш точні методи вимірювання параметрів колісних пар і рейок, які включають засоби реєстрації, візуалізації вимірних профілів, передачі інформації в комп'ютер для подальшої обробки.

У профілографі А-В виробництва фірми GRAW (Польща) використовується контактний спосіб вимірювання профілю коліс за допомогою сферичного вимірювального органу, що наводиться вручну. Цей прилад дозволяє проводити вимірювання з точністю до 0,1 мм і пересилати результати вимірювань в комп'ютер для подальшої обробки. Прилад Х-У здійснює контактні вимірювання профілю рейки [35].

Для вимірювання зносу залізничних коліс та рейок фірмою Gometek Oy (Фінляндія) розроблено автоматизовані комплекси GoWheel та GoRail, у складі яких є вимірювальна каретка та блок обробки даних. Вимірювальна каретка переміщається вручну, точність вимірів становить  $\pm 0,04$  мм. Блок обробки даних є обчислювальним пристроєм, замість якого можна використовувати звичайний персональний комп'ютер. Використання комплексу з науковою метою передбачає режим моделювання вимірювань, коли фактичний профіль порівнюють з еталонним чи еталонні профілі – один з одним [36].

На залізницях Західної Європи, Північної Америки та Австралії широко впроваджуються безконтактні вимірювальні системи, за допомогою яких можна визначати під час руху такі параметри, як діаметр колеса, висота і товщина гребеня, ширина поверхні кочення, що зношується, товщина обода. До таких систем відносяться TreadView (компанія AEA Technology Rail, Великобританія), WPMS (Lynxrail, Австралія), WheelSpec (Imagemap, США), GeoTech (Technogamma, Італія – Proximaat, Нідерланди), WIS (International Electronic Machine, США), Arg Hegenscheidt-MFD, Німеччина), EVA (Talgo Group, Іспанія). Ці системи проводять виміри при швидкості руху рухомого складу до 100 км/год, при цьому похибка вимірів становить від  $\pm 0,05$  до  $\pm 0,5$  мм [37].

На американських залізницях поперечний профіль рейок вимірюють за допомогою спеціальних шаблонів, що закріплюються на штанзі та використовуються при ручних вимірах. Шаблон повинен охоплювати всю рейку від робочої викружки в перерізі під кутом в  $45^\circ$  до зовнішнього краю головки, щоб забезпечити правильний обрис рейки в цих критичних місцях. Крім того, застосовуються сучасні вимірювальні системи, наприклад лазерні, що встановлюються на рухомих засобах, у тому числі на рейкошліфувальних машинах, і дозволяють отримувати дані про профіль рейок у цифровому коді.

Американські фірми KLD Labs, Industrial Metrics і EH Reeves & Associates для вимірювання параметрів рейок випускають системи, засновані на використанні імпульсно-стробоскопічних або лазерних джерел світла і

телевізійних камер, розташованих під кузовом рухомого складу, що дозволяє отримувати зображення поперечного профілю рейки в русі. Отримані дані надходять до бортової комп'ютерної системи, яка розраховує фактичні розміри рейки. Аналогічним пристроєм є також оптична система вимірювання та аналізу рейок ORIAN (Optical Rail Inspection and Analysis) [38]. За допомогою цієї системи в реальному масштабі часу обчислюються профілі та величина зношування рейок. Зазначимо, що всі автоматичні системи дозволяють збирати та аналізувати великий обсяг даних за рахунок високої частоти вимірювань.

Компанією E.H. Reeves створено також переносний оптичний прилад Laserail EZ-2 масою 5,4 кг, за допомогою якого можна вимірювати профіль, ширину та зношування головки рейки. Результати вимірювань зберігаються в пам'яті приладу і при необхідності можуть відтворюватися на сенсорному екрані або прямувати до комп'ютера для подальшої обробки та аналізу [39].

На залізницях та в дослідницьких центрах багатьох країн Західної Європи, а також США та Канади широко застосовується компактна переносна вимірювальна система MINIPROF [38]. Вона складається з портативного комп'ютера, з'єданого з вимірювальним блоком, який за допомогою магніту притискається до поверхні кочення рейки та оснащений штангою, що спирається на протилежну рейку. Обмін даними між комп'ютером та вимірювальним блоком здійснюється через спеціальний електронний модуль. Комп'ютер виконує квантування даних, отриманих від вимірювального перетворювача в системі полярної координат, і обчислює профіль рейки в заданому перерізі в прямокутній системі координат. Після завершення розрахунків на екрані комп'ютера відтворюється виміряний фактичний профіль головки рейки разом із вихідним профілем та зазначенням деяких характерних параметрів. Виміряний профіль накладається на вихідний і орієнтується по ньому, після чого обчислюється зношування головки рейки. За допомогою системи MINIPROF можна вимірювати також профіль коліс та елементів стрілочних переводів, включаючи вістряк і хрестовину.

Виходячи з вище перерахованого, сьогодні є досить великий вибір високоточних вимірювальних систем переважно виробництва Західної Європи та США, призначених для вимірювання профілів залізничних коліс і рейок. Як правило, ці системи мають дуже високу вартість, крім того, відсутність на території України офіційних представників фірм-виробників вимірювальних систем залізничних коліс та рейок значно ускладнює придбання, технічне обслуговування та перевірку таких систем. Слід зазначити, що у більшості випадків програмне забезпечення таких вимірювальних систем потребує деякого коригування з урахуванням особливостей експлуатації залізниць України.

## **2.2. Створення бази даних профілів зношених головок рейок**

Беручи до уваги те, що найбільш інтенсивне зношування коліс і рейок відбувається в кривих малого (300 м) і середнього (600 м) радіусу, типові форми зношених головок рейок визначалися переважно для цих ділянок колії.

Як вимірювальний прилад може бути використаний рейковий профілограф ПРП-1 (рис. 2.1), призначений для безконтактної реєстрації поперечного профілю робочої поверхні головки рейки за допомогою лазерного датчика та скануючого пристрою. Похибка цього профілографа не перевищує 0,1 мм.



Рисунок 2.1 – Профілограф рейковий переносний ПРП-1

Профілограф ПРП-1 дозволяє виконувати такі основні функції:

– отримання інформації про параметри поперечного профілю робочої поверхні головки рейки з відміткою поточної колійної координати в місці

реєстрації;

- обробку інформації про параметри поперечного профілю головки рейки (перетворення, масштабування тощо);

- візуалізацію на дисплеї системного блоку суміщених графічних зображень фактичного та нового поперечних профілів головки рейки;

- документування параметрів зареєстрованого профілю на магнітні носії.

Контрольованими параметрами приладу ПРП-1 є:

- вертикальне зношування головки рейки;

- бокове зношування, що вимірюється на висоті 13 мм нижче верхньої точки головки рейки;

- бокове зношування, що вимірюється під кутом  $45^\circ$  до осі симетрії рейки в точці, що проходить через середину робочої викружки;

- приведене зношування головки рейки, що визначається як сума вертикального зношування та половини бокового зношування.

Скануючий пристрій профілографа ПРП-1 створює задану траєкторію руху оптичного датчика навколо головки рейки в робочому діапазоні кутів близько  $80^\circ$  всередину і  $55^\circ$  назовні рейкової колії. Основу скануючого пристрою становить шатунно-кривошипний механізм. Робочий хід приладу здійснюється вручну, при цьому забезпечується рух оптичного датчика заданої траєкторії навколо головки рейки. Кутове положення оптичного датчика в кожний момент робочого ходу реєструється за допомогою датчика кута повороту.

В результаті обробки результатів вимірювань у роботі [40] було отримано 6 типових профілів зношених головок рейок у кривих радіусами 300 м та 600 м:

- типовий профіль малозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 300 м з боковим зносом 4 мм;

- типовий профіль середньозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 300 м з боковим зносом 8 мм;

- типовий профіль сильнозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 300 м з боковим зносом 14 мм;

– типовий профіль малозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 600 м з боковим зносом 4 мм;

– типовий профіль середньозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 600 м з боковим зносом 8 мм;

– типовий профіль сильнозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 600 м з боковим зносом 14 мм.

На (рис. 2.2-2.4) показані типові форми зношування головок рейок з початковим профілем Р65 для зовнішніх ниток кривих радіусом 300 м.

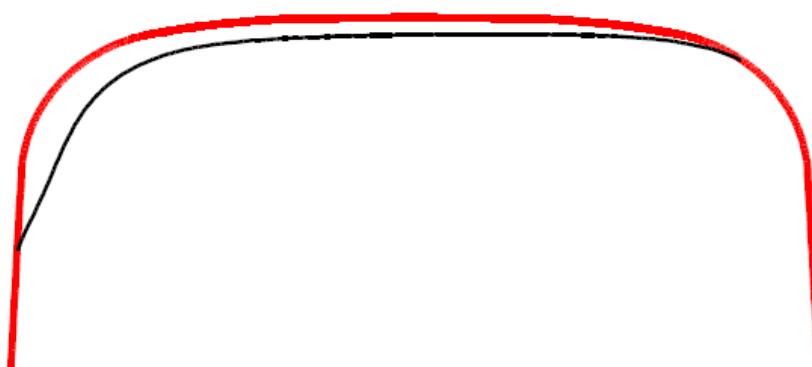


Рисунок 2.2 – Форма малозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 300 м

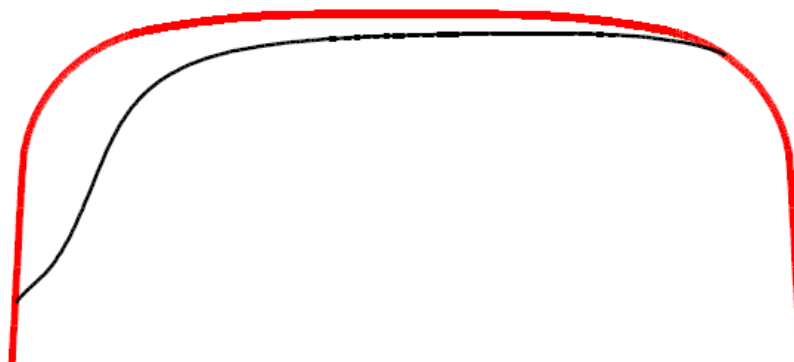


Рисунок 2.3 – Форма середньозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 300 м

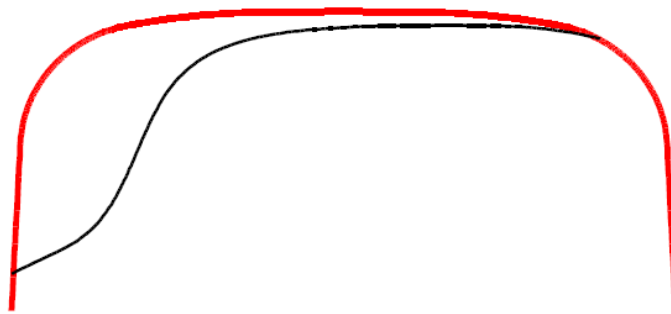


Рисунок 2.4 – Форма сильно зношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 300 м

На (рис. 2.5-2.7) показані типові форми зношування головок рейок з початковим профілем Р65 для зовнішніх ниток кривих радіусом 600 м.

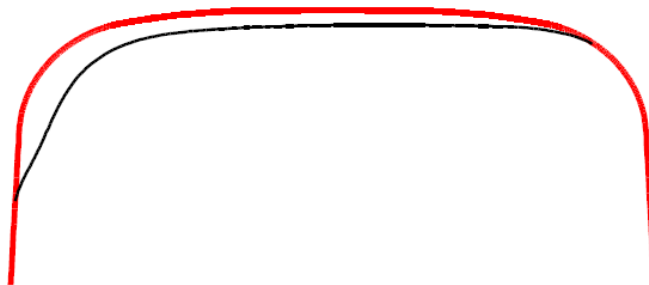


Рисунок 2.5 – Форма малозношеної головки рейки Р65 в кривій радіусом 600 м



Рисунок 2.6 – Форма середньозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 600 м

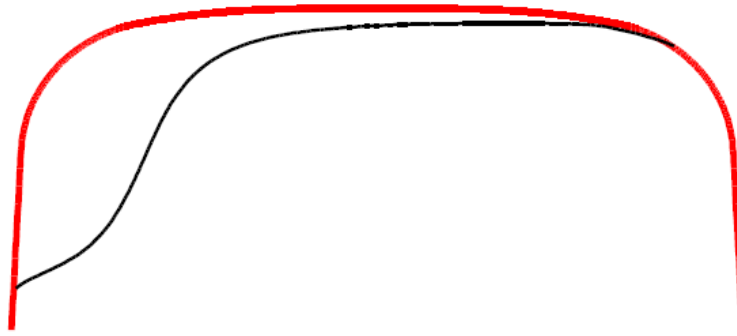


Рисунок 2.7 – Форма сильнозношеної головки рейки Р65 у кривій радіусом 600 м

При цьому виявилось, що в міру зношування зовнішня рейка в кривій у своїй робочій зоні повторює профіль поверхні кочення зношеного колеса. Це зумовлено суттєвим зростанням бокових сил від набігаючого на головку зовнішньої рейки колеса при вписуванні залізничного екіпажу в криву. При такій взаємодії гребінь колеса контактує з боковою поверхнею головки рейки практично протягом усієї кривої, що у свою чергу викликає інтенсивне бокове зношування рейки.

### **2.3. Створення бази даних профілів зношених ободів коліс**

Беручи до уваги те, що найбільш інтенсивне зношування коліс і рейок відбувається в кривих малого (300 м) і середнього (600 м) радіусу, типові форми зношених головок рейок визначалися переважно для цих ділянок колії.

Для вимірювань може бути використаний профілометр колісних пар ІКП-5 (рис. 2.8), призначений для вимірювання профілю обода колеса лазерним скануванням. Цей прилад дозволяє проводити вимірювання з похибкою трохи більше 0,1 мм. Прилад ІКП-5 включає пристрій цифрової індикації і лазерний модуль.

Лазерний профілометр ІКП-5 призначений для вимірювання наступних параметрів колеса:

– товщини гребеня, що визначається як відстань, виміряна по горизонталі на заданій висоті (10 мм) від кола кочення колеса між двома точками, що лежать по різні боки від вершини гребеня;

- крутості гребеня, яка обчислюється як різниця величин товщини гребеня на двох заданих висотах від кола кочення колеса;
- висоти гребеня, що визначається відстанню, виміряною по вертикалі між вершиною гребеня і точкою на поверхні кола кочення колеса.



Рисунок 2.8 – Лазерний профілометр колісних пар

Прилад ІКП-5 дозволяє проводити зняття профілю поверхні кочення обода колеса; передбачається підтримка електронної бази даних щодо зношування колісних пар; може застосовуватися при проведенні контролю при технічному огляді, ремонті та формуванні залізничних колісних пар. Вимірювання, що виконуються за допомогою лазерного профілометра ІКП-5, відбуваються безпосередньо на рухомому складі без викочування колісних пар.

Виміряні контури ободів коліс для кожного початкового профілю були розбиті на 3 групи в залежності від товщини гребеня (товщина гребеня нового колеса становить 33 мм, вимірюється на відстані 18 мм від вершини гребеня і допускається в експлуатації не менше 25 мм).

У роботі [40] було отримано 9 типових профілів зношених ободів коліс, що знаходяться в експлуатації на українських залізницях:

- типова форма малозношеного обода колеса з початковим стандартним профілем при товщині гребеня 31 мм;

- типова форма середньозношеного обода колеса з початковим стандартним профілем при товщині гребеня 29 мм;
- типова форма сильно зношеного обода колеса з початковим стандартним профілем при товщині гребеня 27 мм;
- типова форма малозношеного обода колеса з початковим профілем ДПТ-УЗ при товщині гребеня 31 мм;
- типова форма середньозношеного обода колеса з початковим профілем ДПТ-УЗ при товщині гребеня 29 мм;
- типова форма сильно зношеного обода колеса з початковим профілем ДПТ-УЗ при товщині гребеня 27 мм;
- типова форма малозношеного обода колеса з початковим профілем ІТМ-73 при товщині гребеня 31 мм;
- типова форма середньозношеного обода колеса з початковим профілем ІТМ-73 при товщині гребеня 29 мм;
- типова форма сильнозношеного обода колеса з початковим профілем ІТМ-73 при товщині гребеня 27 мм.

На (рис. 2.9-2.11) показані робочі частини типових форм зношування ободів коліс зі стандартним початковим профілем.

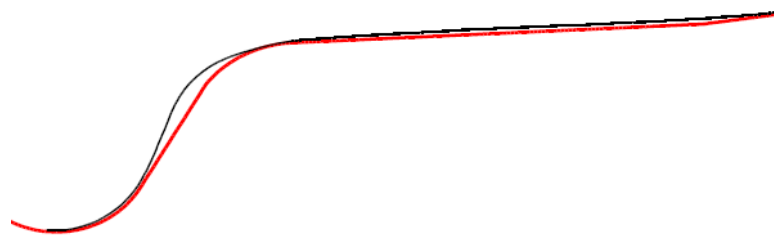


Рисунок 2.9 – Робоча частина малозношеного обода колеса з початковим стандартним профілем

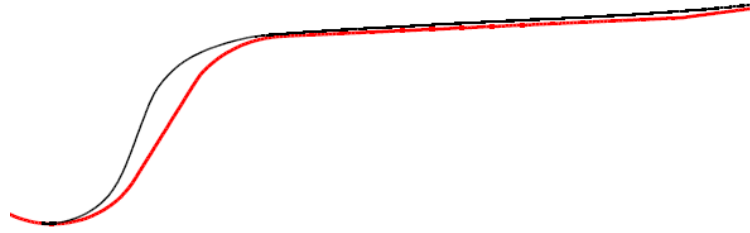


Рисунок 2.10 – Робоча частина середньозношеного обода колеса з початковим стандартним профілем

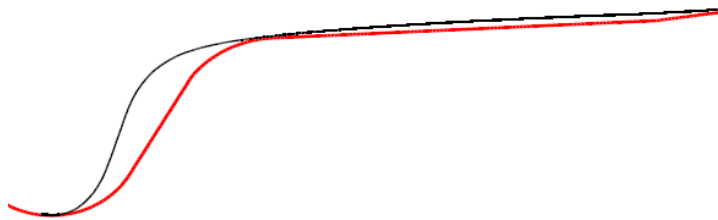


Рисунок 2.11 – Робоча частина сильно зношеного обода колеса з початковим стандартним профілем

На (рис. 2.12-2.14) показано робочі частини типових форм зносу ободів коліс з початковим профілем ДПТ-УЗ, який застосовується на вантажних вагонах України, обладнаних візками моделі 18-100, як ремонтний профіль колеса.

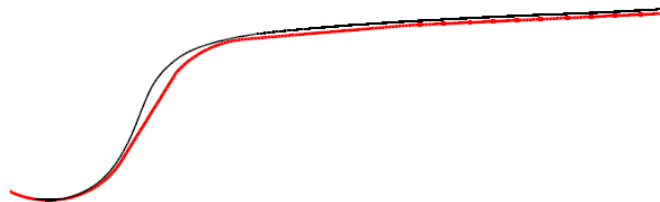


Рисунок 2.12 – Робоча частина малозношеного обода колеса з початковим профілем ДПТ-УЗ

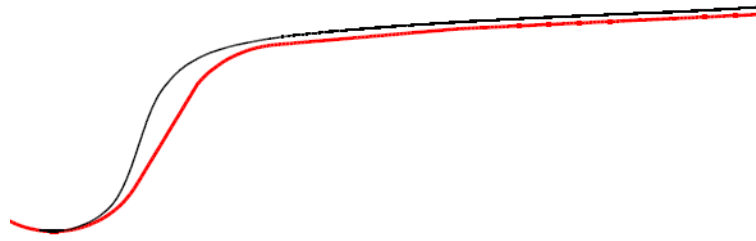


Рисунок 2.13 – Робоча частина середньозношеного обода колеса з початковим профілем ДПТ-УЗ

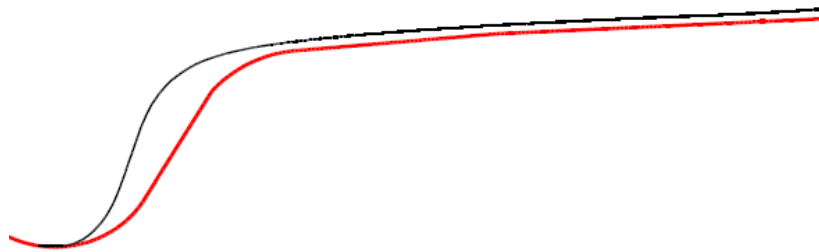


Рисунок 2.14 – Робоча частина сильно зношеного обода колеса з початковим профілем ДПТ-УЗ

На (рис. 2.15-2.17) показано типові форми зношування ободів коліс з початковим профілем ІТМ-73 [40].

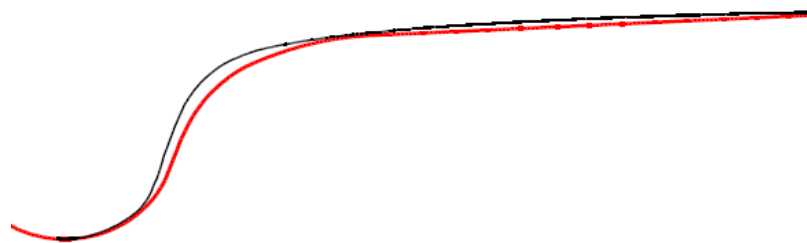


Рисунок 2.15 – Робоча частина малозношеного обода колеса з початковим профілем ІТМ-73

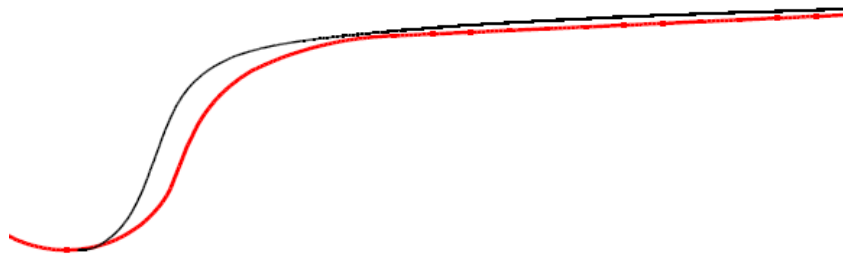


Рисунок 2.16 – Робоча частина середньозношеного обода колеса з початковим профілем ІТМ-73

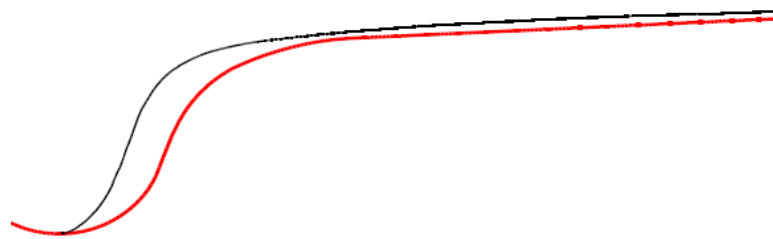


Рисунок 2.17 – Робоча частина сильно зношеного обода колеса з початковим профілем ІТМ-73

З даних рисунків видно, що в процесі експлуатації профіль обода колеса суттєво змінюється по всій зоні контакту з колією. При цьому колеса зі стандартним профілем і ДПТ-УЗ зношуються нерівномірно, оскільки знос спочатку з'являється біля основи галтелі, а потім поширюється на всю робочу частину поверхні гребеня. Зношування коліс з профілем ІТМ-73 більш рівномірно розподілено по всій поверхні обода, що свідчить про його більшу близькість до конформного профілю. Також видно, що зношування гребенів коліс істотно більше величини прокату, що говорить про інтенсивне зношування коліс при проходженні криволінійних ділянок колії, де відбувається найбільш тривалий гребеневий контакт.

## Висновки до розділу 2

– для отримання достатньо точних даних про зміни форми профілів коліс та

рейок в експлуатації рекомендується використовувати лазерні вимірювальні системи, що забезпечують високу точність та швидкість вимірювання;

– при аналізі типових профілів ободів коліс видно, що їх початкові форми, у міру зносу, істотно змінюються по всій зоні контакту з рейкою;

– аналіз форм зношених ободів коліс дозволив встановити другу закономірність: профіль обода колеса в процесі експлуатації прагне прийняти природну форму зносу, яка однакова для всіх коліс незалежно від початкового обрису їх робочих поверхонь.

### РОЗДІЛ 3

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІСНОЇ ПАРИ З РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ

Під час експлуатації рухомого складу зустрічаються візки, які гребенем однієї чи обох колісних пар взаємодіють з боковою робочою гранню головки рейки.

Таке явище спостерігається при наявності наступних конструктивних особливостей:

- непаралельність осей колісних пар одного візка;
- ексцентриситет закріплення хвостовика автозчеплення в плані відносно поздовжньої осі кузова;
- значна різниця діаметрів середніх кіл кочення коліс однієї колісної пари;
- перевантаження коліс колісної пари та ін.

Використання гальм також передбачає притиснення гребенів коліс до робочої грані рейки.

### **Визначення бокових сил притиснення при різниці діаметрів середніх кіл кочення коліс колісної пари**

Під час руху в прямих ділянках залізничної колії наявність різниці діаметрів середніх кіл кочення коліс призводить до того, що вісь, відносно якої центр мас колісної пари здійснює коливальний рух, зміщується паралельно до осі рейкової колії на величину  $\Delta \leq 0,5\delta$  у напрямку рейки, по якій котиться колесо із меншим діаметром.

Величина зміщення  $\Delta$  визначається за виразом:

$$\Delta = \frac{D_1 - D_2}{4n}, \quad (3.1)$$

де  $D_1, D_2$  – більший та менший діаметри коліс колісної пари відповідно;

$n$  – конусність поверхні кочення колеса.

Залежно від різниці діаметрів ( $D_1 - D_2$ ), величина зміщення  $\Delta$  може виявитися меншою, рівною або більшою від половини зазору  $0,5\delta$  у рейковій колії (рис. 3.1).

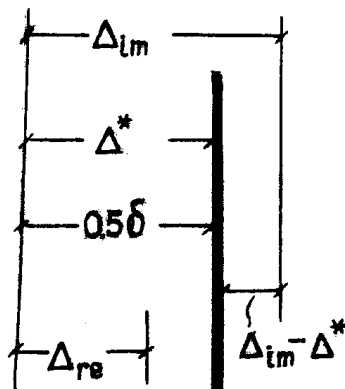


Рисунок 3.1 – Величини зміщення колісної пари в поперечному напрямку

Величина зміщення  $\Delta_{im}$ , менша за  $0,5\delta$ , називається дійсним зміщенням; величина зміщення  $\Delta^*$ , що дорівнює  $0,5\delta$ , називається дійсним граничним зміщенням; величина зміщення  $\Delta_{im}$ , більша за  $0,5\delta$ , називається уявним зміщенням (рис. 3.1).

Для всієї сукупності дійсних зміщень  $\Delta_{im}$  поперечні коливання центру мас колісної пари відбуваються з амплітудою  $0,5\delta - \Delta_{im}$ .

Для випадку дійсного граничного зміщення  $\Delta^*$  поперечні коливання центру мас колісної пари відсутні ( $0,5\delta - \Delta^* = 0$ ). Якщо у виразі (3.1) покласти  $\Delta = 0,5\delta$ , то отримаємо вираз, що визначає різницю діаметрів коліс  $[D_1 - D_2]$ , при якій гребінь колеса з меншим діаметром під час руху вже притискається до робочої грані рейки:

$$[D_1 - D_2] = 2\delta n = 2[S - (T + q_1 + q_2 + 2m')]n, \quad (3.2)$$

де  $S$  – ширина рейкової колії у прямолінійній ділянці колії;

$T$  – насадка колісної пари;

$q_1, q_2$  – товщина першого та другого гребенів коліс колісної пари відповідно;

$m'$  – потовщення гребеня, що дорівнює 1 мм і нулю для вагонних та локомотивних коліс відповідно.

Графічна залежність  $[D_1 - D_2]$  у функції зазору у рейковій колії, представлена на (рис. 3.2) і охоплює всі можливі значення  $q$  і  $S$ , які допускаються нормативними документами [41-42].

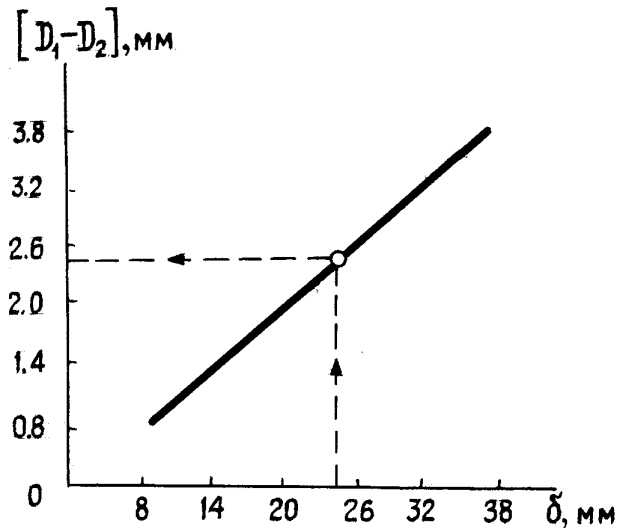


Рисунок 3.2 – Залежність різниці діаметрів кіл кочення колісної пари у функції зазору в рейковій колії

Початкова точка на графіку побудована у припущенні, що  $S = 1516$  мм,  $q_1 = q_2 = 33$  мм,  $T = 1440$  мм,  $\mu' = 1$  мм і, отже,  $\delta = 8$  мм; кінцева точка побудована у припущенні, що  $S = 1530$  мм,  $q_1 = q_2 = 25$  мм,  $T = 1440$  мм,  $\mu' = 1$  мм і, отже,  $\delta = 38$  мм; крім того,  $n = 0,05$ .

При дослідженні впливу різниці діаметру коліс колісної пари на силу притиснення гребня колеса до бокової грані головки рейки використовують метод квазістатичних деформацій або метод квазідинаміки.

При використанні методу квазістатичних деформацій вводиться припущення, що поперечне зміщення  $\delta S$  точки взаємодії гребеня колеса та бокової грані головки

рейки складається з деформацій внаслідок горизонтального згину  $y_y$  та кручення  $y_\phi$  рейки (рис. 3.3) та відповідно дорівнює різниці  $\Delta_{im} - \Delta^*$ .

$$\delta S = \Delta_{im} - \Delta^*, \quad (3.3)$$

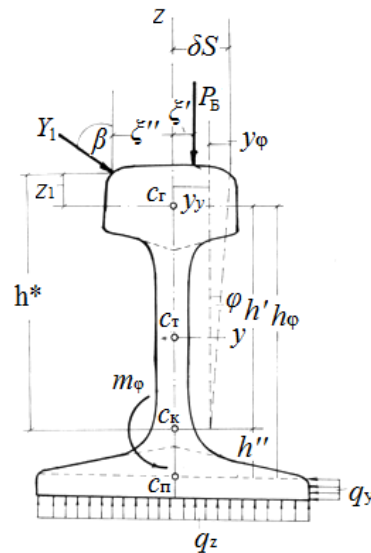


Рисунок 3.3 – Силове навантаження головки рейки при її взаємодії з колесом

Згідно з [43]:

$$y_y = \frac{k_y Y_1 \sin \beta}{2U_y}, \quad (3.4)$$

$$y_\phi = \frac{[Y_1(h^* \sin \beta - \xi'' \cos \beta) + P_B \xi'] h^*}{2D_\phi h_\phi^2 \lambda_1 \lambda_2 (\lambda_1 + \lambda_2)}. \quad (3.5)$$

Використовуючи вирази (3.4) та (3.5), можна записати:

$$\delta S = y_y + y_\phi = \frac{k_y Y_1 \sin \beta}{2U_y} + \frac{[Y_1(h^* \sin \beta - \xi'' \cos \beta) + P_B \xi'] h^*}{2D_\phi h_\phi^2 \lambda_1 \lambda_2 (\lambda_1 + \lambda_2)}, \quad (3.6)$$

- де  $Y_1, P_B$  – сили в момент взаємодії гребня колеса та головки рейки;  
 $\beta$  – кут між лінією дії сили  $Y_1$  і віссю  $Z$ ;  
 $\xi', \xi''$  – відстані між віссю  $Z$  і лініями дії сил  $P_B$  і  $Y_1 \cos \beta$ ;  
 $h'$  – відстань від центру ваги  $c_r$  поперечного перерізу головки рейки до центру  $c_k$  кручення рейки;  
 $z_1$  – відстань від центру ваги  $c_r$  поперечного перерізу головки рейки до точки прикладання сили  $Y_1$ ;  
 $h_\varphi$  – відстань між центрами ваги  $c_r$  і  $c_n$  поперечних перерізів головки і підшви рейки;  
 $U_y$  – модуль пружності підрейкові основи відносно горизонтального згину.

Також:

$$k_y = \sqrt[4]{\frac{U_y}{4EJ_z}}, \quad (3.7)$$

$$D_\varphi = \frac{J_\Gamma \cdot J_\Pi}{J_\Gamma + J_\Pi} E, \quad (3.8)$$

$$C_\varphi = \frac{F^4 \cdot G^*}{4\pi^2 \cdot J_0}, \quad (3.9)$$

$$U_y = \sqrt[3]{\frac{C_y^4}{64EJ_z}}, \quad (3.10)$$

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{C_\varphi}{D_\varphi h_\varphi^2}}, \quad (3.11)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{U_\varphi}{C_\varphi}}, \quad (3.12)$$

де  $J_\Gamma, J_\Pi$  – моменти інерції поперечних перерізів головки та підшви рейок відносно осі  $Z$ ;

$C_y$  – поперечна горизонтальна жорсткість рейок;

$C_\varphi$  – жорсткість рейки під час кручення;

$J_z, J_0$  – осьовий та полярний моменти інерції поперечного перерізу рейки;

$E, G^*$  – модулі пружності першого та другого роду рейкового матеріалу;

$U_y, U_\varphi$  – модулі пружності підрейкової основи щодо горизонтального вигину та кручення;

$F$  – площа поперечного перерізу рейки.

Коли  $\xi' = 0$ , формулу (3.6) можна спростити і надати їй вигляд:

$$\delta S = Y_1 \sin \beta \left( \frac{k_y \eta + 2U_y [(h^*)^2 - h^* \xi'' \operatorname{ctg} \beta]}{2U_y \eta} \right), \quad (3.13)$$

де

$$\eta = 2D_\phi h_\phi^2 \lambda_1 \lambda_2 (\lambda_1 + \lambda_2). \quad (3.14)$$

Знаючи, що:

$$\Delta^* = \frac{[D_1 - D_2]}{4n}, \quad (3.15)$$

$$\Delta_{\text{im}} = \frac{D_1 - D_2}{4n}, \quad (3.16)$$

можна записати:

$$\Delta_{\text{im}} - \Delta^* = \frac{(D_1 - D_2) - [D_1 - D_2]}{4n}, \quad (3.17)$$

Підставляючи у вираз (3.3) праві частини виразів (3.13) та (3.17), отримаємо:

$$\frac{(D_1 - D_2) - [D_1 - D_2]}{4n} = Y_1 \sin \beta \left( \frac{k_y \eta + 2U_y [(h^*)^2 - h^* \xi'' \text{ctg} \beta]}{2U_y \eta} \right), \quad (3.18)$$

З даного виразу знаходимо:

$$N_{B1} = Y_1 \sin \beta = \frac{((D_1 - D_2) - [D_1 - D_2]) 2U_y \eta}{4n(k_y \eta + 2U_y [(h^*)^2 - h^* \xi'' \text{ctg} \beta])}, \quad (3.19)$$

Величина  $Y_1 \sin \beta$  є горизонтальною складовою сили притиснення гребеня колеса до робочої грані рейки при наявній різниці діаметрів коліс колісної пари.

Для проведення подальших розрахунків потрібно ще визначити положення центру ваги  $c_r$  головки рейки, розміри якої  $a$  і  $b$ , положення центру ваги  $c_{\Pi}$  підшви рейки, що визначається координатою  $z_{c_{\Pi}}$  (рис. 3.4).

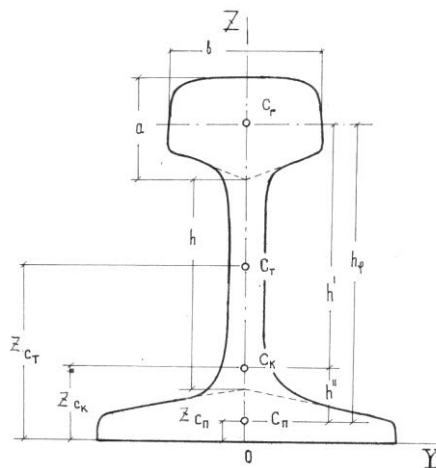


Рисунок 3.4 – Геометричні розміри рейки

Числове значення координати  $z_{c_r}$  визначається за виразом:

$$z_{c_r} = \frac{\sum_1^i F_i z_{c_i}}{\sum_1^i F_i}, \quad (3.20)$$

де  $F_i$  – площа  $i$ -тої геометричної фігури відповідного перерізу;

$z_{c_i}$  – координата центру ваги  $i$ -тої фігури в заданій системі координат.

Для визначення величин  $F_i$  і  $z_{c_i}$  поперечний переріз рейки розбивається на чотири прості геометричні фігури (рис. 3.5).

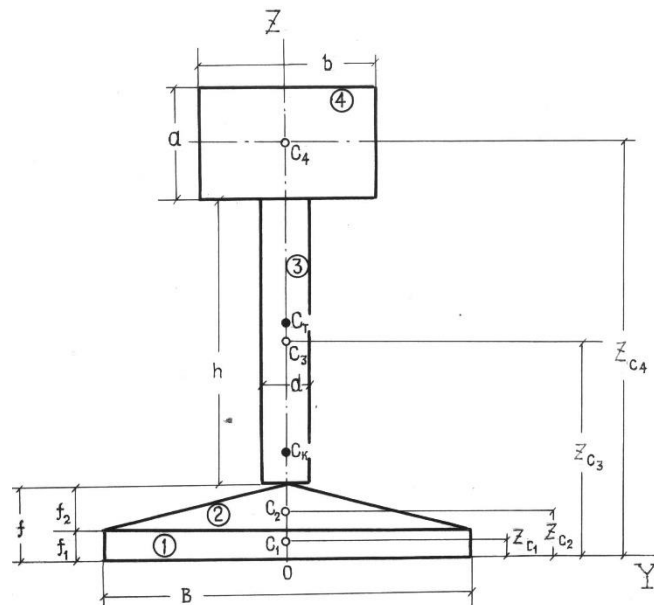


Рисунок 3.5 – Представлення площі поперечного перерізу рейки простими геометричними фігурами

Отже, формула (3.20) набуває вигляду:

$$z_{c_r} = \frac{F_1 z_{c_1} + F_2 z_{c_2} + F_3 z_{c_3} + F_4 z_{c_4}}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4}, \quad (3.21)$$

Центр кручення поперечного перерізу рейки також розташовується на осі симетрії та його вертикальна координата визначається за виразом:

$$z_{c_k} = z_{c_{\Pi}} + h'' = z_{c_{\Pi}} + (h_{\varphi} - h'), \quad (3.22)$$

- де  $z_{c_{\Pi}}$  – координата, якою визначається положення центру ваги  $c_{\Pi}$  поперечного перерізу підшви рейки;
- $h_{\varphi}$  – відстань між центрами ваги  $c_T$  і  $c_{\Pi}$  поперечних перерізів головки та підшви рейки;
- $h'$  – відстань між центром кручення  $c_k$  та центром ваги  $c_T$  поперечного перерізу головки рейки;
- $h''$  – відстань між центром ваги  $c_{\Pi}$  поперечного перерізу рейки та центром кручення  $c_k$ .

Для визначення величини сили притиснення гребеня колеса колісної пари до бокової грані головки рейки методом квазідинаміки необхідно визначити радіус  $R$  кругової кривої, при якому має місце той же ефект, що й при русі колісної пари зі значною різницею діаметрів середніх кіл кочення коліс у прямолінійній ділянці колії з притиснутим до робочої грані рейки гребенем колеса.

Для визначення  $R$  необхідно розглянути (рис. 3.6).

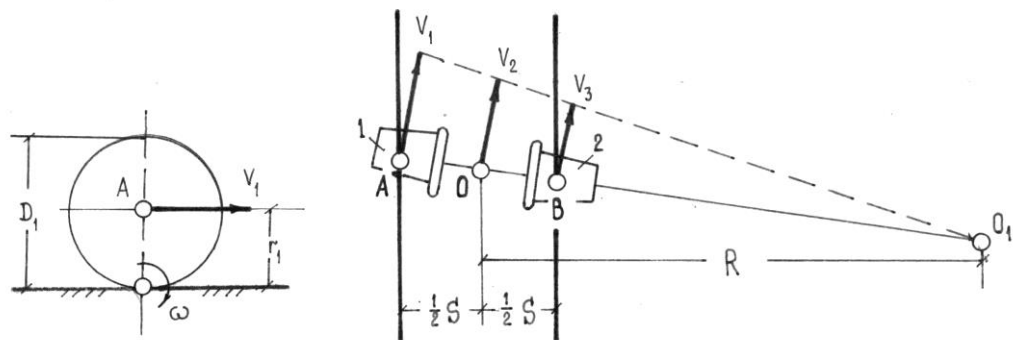


Рисунок 3.6 – Схема руху колісної пари при наявній різниці діаметрів коліс

На цьому рисунку введені такі позначення:

- $v_1$  – швидкість центру А колеса 1, що має більший діаметр  $D_1$  кола кочення;
- $v_2$  – швидкість центру В колеса 2, що має менший діаметр  $D_2$  кола кочення;

$v$  – швидкість точки, розташованої на середині прямої АВ, що зв'язує центри коліс (швидкість поїзда);

$S$  – відстань між колами кочення коліс колісної пари.

Використовуючи рисунок, можна записати наступні співвідношення:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{R + 0,5S}{R - 0,5S} \quad (3.23)$$

$$\frac{v}{R} = \frac{v_2}{R - 0,5S} \quad (3.24)$$

Із даних співвідношень знайдемо  $v_1$ ,  $v_2$ :

$$v_1 = \frac{v_2(R + 0,5S)}{R - 0,5S} \quad (3.25)$$

$$v_2 = \frac{v(R - 0,5S)}{R} \quad (3.26)$$

Підставляючи вираз (3.26) у вираз (3.25), отримаємо:

$$v_1 = \frac{v(R + 0,5S)}{R} \quad (3.27)$$

Виразимо тепер швидкості  $v_1$ ,  $v_2$  та  $v$  через кутову швидкість обертання колісної пари. Отже,

$$v_1 = r_1 \cdot \omega \quad (3.28)$$

$$v_2 = r_2 \cdot \omega \quad (3.29)$$

$$v = 0,5(r_1 + r_2) \cdot \omega \quad (3.30)$$

де  $r_1, r_2$  – радіуси коліс 1 та 2 відповідно, а  $\omega = \text{const}$ .

Нехтуючи ковзанням колеса 2 з ексцентриситетом можна записати:

$$\frac{v_1}{v} = \frac{r_1 \omega}{0,5(r_1 + r_2) \omega} \quad (3.31)$$

або

$$v_1 = \frac{2v r_1}{r_1 + r_2} \quad (3.32)$$

Отже, провівши прості математичні перетворення, отримаємо:

$$R = \frac{S^* D_1}{(D_1 - D_2) - [D_1 - D_2]} \quad (3.33)$$

Таким чином, рамна сила, що виникає в момент притиснення гребеня колеса до рейки визначається:

$$Y_{p1}^* = M \left[ v_{\Pi}^2 \frac{(D_1 - D_2) - [D_1 - D_2]}{S \cdot D_1} - \frac{h_0}{S} g \right] \quad (3.34)$$

де  $Y_{p1}^*$  – рамна сила, що виникає в момент притиснення гребеня колеса до рейки;

$v_{\Pi}$  – швидкість руху поїзда;

$h_0$  – підвищення рейки у прямій ділянці колії;

$S$  – відстань між колами кочення коліс колісної пари;

- $g$  – прискорення вільного падіння;  
 $D_1, D_2$  – діаметри середніх кіл кочення коліс колісної пари;  
 $M$  – маса підресореного вантажу, що припадає на одну колісну пару.

Тепер визначимо складову швидкості руху  $\dot{y}_c$  в поперечному до осі колії напрямку в момент притиснення гребеня колеса до робочої грані рейки при дії рамної сили.

Оскільки для всієї сукупності уявних зміщень  $\Delta_{im} > 0,5\delta$  зміщення, виляння і нутація колісної пари відсутні, то надалі вважається, що весь час руху  $\dot{y}_c = 0$ .

Тоді бокова сила притиснення гребеня колеса до робочої грані рейки за наявності різниці діаметрів середніх кіл кочення коліс колісної пари знаходиться за формулою:

$$N_{B1} = 2Y_{p1}^* \quad (3.35)$$

### **Визначення бокових сил притиснення під час дії рамної сили**

Для визначення сили притиснення гребеня колеса до головки рейки від дії рамної сили  $N_{B2}$  скористаємося спрощеною системою диференціальних рівнянь руху навантаженої силами колісної пари в прямій ділянці колії в поперечному до осі колії напрямку:

$$\ddot{\theta} + \xi \cdot \dot{\theta} - \xi_1 \theta = \beta + \beta_1 t \quad (3.36)$$

$$\dot{y}_c = l \cdot \text{ctg} \alpha \cdot \dot{\theta} \quad (3.37)$$

$$y_c = l \cdot \text{ctg} \alpha \cdot \theta, \quad (3.38)$$

де  $\theta$  – кут, яким визначається положення колісної пари в процесі нутації;

- $y_c$  – координата центру мас колісної пари, по якій визначається положення колісної пари в поперечному до осі колії напрямку;
- $l$  – половина відстані між колами кочення коліс колісної пари;
- $\alpha$  – кут нахилу поверхні кочення колеса до горизонталі і кут нахилу рейки всередину колії;
- $t$  – час;
- $\xi, \xi_1, \beta, \beta_1$  – постійні коефіцієнти.

Помноживши обидві частини виразу (3.37) на  $m$  і продиференціювавши цей вираз один раз, отримаємо:

$$m\ddot{y}_c = mlctg\alpha \cdot \ddot{\theta} \quad (3.39)$$

Отже, провівши математичні перетворення, отримаємо:

$$Y_{p2}^* = m\ddot{y}_c = mlctg\alpha(\beta + \beta_1 t + \xi_1 \theta) \quad (3.40)$$

Виразом (3.40) визначається величина рамної сили  $Y_{p2}^* = m\ddot{y}_c$ , що діє на набігаючу колісну пару, при русі цієї колісної пари в поперечному до осі колії напрямку.

Приймаючи, що в момент динамічного притиснення  $\dot{y}_c = 0$ , отримаємо:

$$N_{B2} = 2 \cdot Y_{p2}^* \quad (3.41)$$

### **Визначення сили притиснення при наявності рихтовок в прямій ділянці колії**

Сила  $N_{B3}$  виникає в криволінійностях прямої ділянки залізничної колії, що

виникають за наявності відступів у плані (рихтувань).

Для визначення сили  $N_{БЗ}$  потрібно визначити рамну силу, що діє на колісну пару під час проходження рихтування.

Відповідно до [44]:

$$Y_{p3} = M \left( \frac{v_p^2}{R_p} - \frac{h_0}{S} g \right) \quad (3.42)$$

де  $R_p$  – радіус кривизни криволінійності у прямій ділянці за наявності рихтування;

$M$  – маса підресореного вантажу, що припадає на колісну пару.

Для визначення величини  $R_p$  використовується емпіричний вираз:

$$R_p = \frac{1000l_p^2}{8\eta_p} \quad (3.43)$$

де  $\eta_p$  – стріла вигину за наявності рихтування (мм);

$l_p$  – довжина хорди (м).

Отже, сила  $N_{БЗ}$  визначається за формулою:

$$N_{БЗ} = 2 \cdot Y_{p3} \quad (3.44)$$

**Визначення бокових сил притиснення за наявності кутів набігання колеса на рейку у прямій ділянці колії.**

Кут набігання – це кут  $\gamma$  між робочою гранню рейки та площиною колеса в момент притиснення гребеня до рейки.

У разі притиснення гребеня колеса до робочої грані рейки при  $\gamma = 0$  у точці взаємодії виникає сила тертя ковзання, спричинена сумарною дією сил  $N_{Б1}$ ,  $N_{Б2}$ ,

$N_{Б3}$ .

Коли цей кут нулю не дорівнює, у точці взаємодії виникає ще й сила притиснення  $N_{Б4}$ , що залежить від кута набігання  $\gamma$ .

При визначенні цієї сили виходиться з наступного припущення. Кінетична енергія рухомого вздовж рейкової колії вантажу з візком, одне колесо якого притискається до рейки, частково перетворюється на потенціальну енергію деформації рейки в поперечному до осі колії напрямку.

Величина кінетичної енергії  $T$ , що перетворюється на потенціальну енергію рейки, визначається за виразом:

$$T = 0,5m \cdot v_{п}^2 \cdot \sin^2 \gamma \quad (3.45)$$

де  $m$  – маса колісної пари;  
 $v_{п}^2$  – швидкість руху поїзда;  
 $\gamma$  – кут набігання колеса на рейку.

При подальших розрахунках врахуємо, що

$$\gamma = \gamma_{п1} + \gamma_{п2} \quad (3.46)$$

де  $\gamma_{п1}$  – це кут набігання, що виникає у зв'язку з наявністю зазору у рейковій колії;  
 $\gamma_{п2}$  – це кут набігання, що виникає у зв'язку з непаралельністю (перекосом) осей візка.

Величина потенціальної енергії  $\Pi$  деформації рейки в поперечному до осі колії напрямку, в яку перетворюється кінетична енергія  $T$ , визначається за виразом:

$$\Pi = 0,5C_y \cdot y_p^2 \quad (3.47)$$

де  $C_y$  – поперечна горизонтальна жорсткість рейок в колії;  
 $y_p$  – поперечне переміщення рейки під впливом сили  $N_{Б4}$ .

Прирівнявши праві частини виразів (3.45) та (3.47), отримаємо:

$$y_p = v_{\pi} \sin \gamma \sqrt{m / C_y} \quad (3.48)$$

Враховуючи, що  $N_{Б4} = C_y \cdot y_p$ , бокова сила притиснення при наявності кутів набігання колеса на рейку, визначатиметься:

$$N_{Б4} = v_{\pi} \sin \gamma \sqrt{C_y m} \quad (3.49)$$

### **Визначення бокових сил притиснення гребенів коліс до рейки при гальмуванні поїзда**

При гальмуванні поїзда вагони складу в рейковій колії розташовуються зигзагоподібно.

Виникаючі при цьому сили притиснення гребенів коліс до робочих граней рейок можна приблизно визначати за виразом:

$$N_{Б5} = \left( \frac{0,5 \cdot \delta \cdot N_c}{a} \right) \cdot \left( \frac{L}{l} \right)^2 \quad (3.50)$$

де  $\delta$  – зазор у рейковій колії;  
 $N_c$  – поздовжня стискаюча квазістатична чи динамічна сила у поїзді;  
 $a$  – довжина автозчеплення;  
 $L$  – довжина кузова між упорами хвостовика автозчеплення;  
 $l$  – довжина кузова між шкворнями візків.

Підсумувавши праві частини виразів  $N_{Б1}$ ,  $N_{Б2}$ ,  $N_{Б3}$ ,  $N_{Б4}$ ,  $N_{Б5}$ , отримаємо узагальнений (результуючий) вираз для визначення сили притискання гребеня

колеса до рейки колісної пари візка, що набігає, у прямій ділянці рейкової колії.

### **Визначення сил притиснення гребеня колеса до рейки у кривій ділянці колії**

Якщо рейка прямої ділянки колії, до якої притискається гребінь колеса колісної пари, в кривій ділянці колії виявляється зовнішньою, то динамічна сила притиснення  $N_{BR}$  гребеня до робочої грані колії визначається виразом:

$$N_{BR} = N_B + N_{Bк} \quad (3.51)$$

де  $N_B$  – динамічна сила притиснення гребеня колеса колісної пари до робочої грані рейки в прямій ділянці колії;

$N_{Bк}$  – додаткова динамічна сила притиснення гребеня колеса до робочої грані рейки, викликана кривизною рейкової колії.

При цьому величина  $N_{Bк}$  визначається за виразом:

$$N_{Bк} = N_{B6} + N_{B7}, \quad (3.52)$$

$$N_{B6} = 2Y_{рк}^* = 2M \left( \frac{v_{п}^2}{R} - \frac{h_0}{S^*} g \right) \quad (3.53)$$

$$N_{B7} = v_{п} (\sin \gamma_{к1} + \sin \gamma_{к2}) \sqrt{C_y M} \quad (3.54)$$

де  $N_{B6}$  – складова сили притиснення, що враховує дію нормального прискорення і підвищення зовнішньої рейки при русі в кривій ділянці колії;

$N_{B7}$  – складова сили притиснення, що виникає при наявності кутів набігання колеса на рейку в кривій ділянці колії.

При визначенні числового значення сили  $N_{\text{БК}}$  необхідно врахувати таку обставину: у разі притиснення до робочої грані рейки гребенів обох колісних пар двовісного візка у виразах (3.53-3.54)  $M$  – це маса підресореного вантажу, що припадає на одну колісну пару; у разі притиснення до робочої грані рейки гребеня колеса однієї (набігаючої) колісної пари візка у виразах (3.53-3.54)  $M$  – це маса підресореного вантажу, що припадає на візок.

### **Висновки до розділу 3**

– розглянуто математичну модель знаходження сил взаємодії колісної пари з рейковою колією під час руху в прямій та кривій ділянці колії;

– математична модель дозволяє знаходити сили взаємодії, враховуючи різницю діаметрів середніх кіл кочення коліс колісної пари, дію рамної сили, наявність рихтовок в прямій ділянці колії, кутів набігання колеса на рейку у прямій ділянці колії, гальмування поїзда, радіус та підвищення зовнішньої рейки в кривій ділянці колії.

## РОЗДІЛ 4

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОФІЛЮ КОЛЕСА НА ДИНАМІЧНІ СИЛИ СИСТЕМИ «КОЛЕСО-РЕЙКА»

На даний час основні роботи спрямовані на продовження життєвого циклу елементів взаємодії, зниження витрат на будівництво та експлуатацію залізничної колії та рухомого складу. Конструкції колісної пари та залізничної колії сформовані так, що між гребенем колеса та робочою гранню головки рейки існує зазор, у межах якого колісна пара може зміщуватися у поперечному напрямку відносно рейкової колії. Якщо величина зазору мала, відбувається заклинювання колісної пари.

Все це впливає на коливання кузова, рамні сили в візках рухомого складу, боковий знос рейок, знос гребенів та поверхні кочення коліс.

Колесо з конічним профілем може зміщуватися в поперечному напрямку відносно осі рейки в межах зазору між гребенем колеса та боковою гранню рейок відповідно до параметрів конусності.

З огляду на вищесказане автором було побудовано залежності різниці діаметрів середніх кіл кочення колісної пари від геометричних параметрів колісної пари та рейкової колії при різних значеннях конусності обода колеса (рис. 4.1). При цьому дана залежність буде показувати при яких значеннях  $D_1 - D_2$  та зазору в рейковій колії  $\delta$  буде відбуватись взаємодія гребеня колеса з боковою гранню головки рейки.

Відповідно до ДСТУ ГОСТ 4835:2008 Колісні пари вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм. Технічні умови (ГОСТ 4835-2006, IDT), різниця діаметрів коліс по колу кочення однієї колісної пари не може бути більше 1 мм.

Відповідно до EN 15313:2016 Railway applications - In-service wheelset operation requirements - In-service and off-vehicle wheelset maintenance, гранично допустима різниця діаметрів коліс на одній осі наведені в (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Різниця діаметрів коліс на одній осі відповідно до EN 15313:2016

V, км/год.	$V \leq 200$ км/год.	$V > 200$ км/год.
$D_1 - D_2$ , мм	0,5	0,3

Відповідно до Правил технічної експлуатації залізниць України, ширина рейкової колії змінювалась від 1516 мм до 1530 мм, а товщина гребенів від 25 мм до 33 мм.

Конусність – параметр, що характеризується різницею в радіусах дисків обертання (кочення) коліс, утворених нормальними реакціями коліс із рейками на одній колісній парі та відстанню між дисками обертання.

Еквівалентна конусність – тангенс кута конусності колісної пари з колесами конічного профілю, чий поперечний рух має таку ж довжину хвилі, як і у даної колісної пари (у прямій ділянці колії або в кривій великого радіусу).

У системі 1520 мм поняття еквівалентної конусності відсутнє, але є поняття взаємодія поверхні кочення колеса та рейки.

В країнах ЄС, профілі поверхні кочення коліс діаметром, що дорівнює або перевищує 330 мм, які використовуються на рухомому складі відповідно до Директиви 2016/797/ЄС повинні відповідати EN 13715:2020 Railway applications - Wheelsets and bogies - Wheels - Tread profile. Ці профілі застосовуються до нових коліс, а також до коліс, які потребують повторного профілю під час технічного обслуговування.

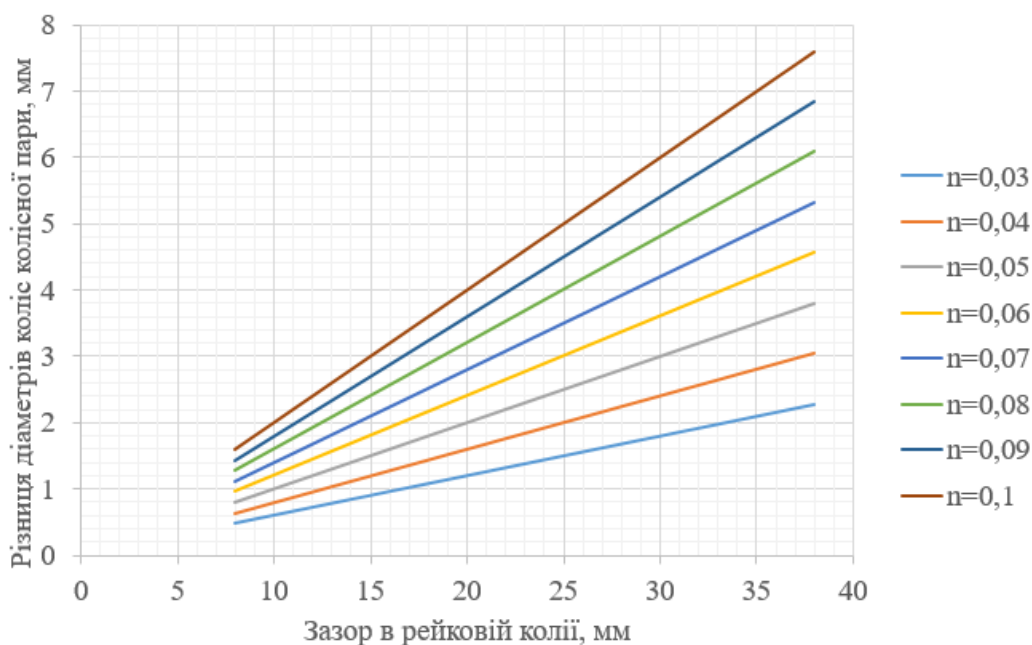


Рисунок 4.1 – Залежність різниці  $D_1 - D_2$  від зазору в рейковій колії, при якому відбувається дотик гребеня колеса до бокової грані головки рейки

Отже, аналізуючи залежність (рис. 4.1) встановлено, що при збільшенні конусності обода колеса збільшується допустима різниця  $D_1 - D_2$  діаметрів коліс колісної пари. Так, при зазорі в рейковій колії 8 мм граничне значення різниці діаметрів складатиме 0,48 мм (при конусності 0,03) та 1,6 мм (при конусності 0,1). При  $\delta = 38$  мм граничне значення різниці діаметрів складатиме 2,28 мм (конусність 0,03) та 7,6 мм (при конусності 0,1).

Враховуючи, що за вітчизняними нормами допустима різниця діаметрів коліс колісної пари становить 1,0 мм, то при мінімальному зазорі в рейковій колії 7 мм допустима конусність становить від 0,03 до 0,06. За вимогами EN 15313:2016 при допустимій різниці діаметрів коліс 0,5 мм, що вдастиво для швидкостей руху до 200 км/год. при зазорі 7 мм допустима конусність становить 0,03.

Переміщення колісної пари в поперечному напрямку на величину  $y$  змінює положення точок контакту на профілях коліс, що призводить до зміни радіуса обертання колеса в точці контакту. Радіус обертання та кут нахилу колісної пари відносно осі колії змінюються у міру того, як колісна пара зміщується в бік. Функція різниці радіусів кочення коліс  $\Delta r$  на колісній парі від поперечного зміщення  $y$  ( $\Delta r = f(y)$ ) – одна з основних характеристик еквівалентної конусності. Вона визначається формою поперечного перерізу колеса та рейки. Вивчивши функцію  $\Delta r = f(y)$ , можна розраховувати стійкість рухомого складу.

Колеса локомотивів та вагонів мають різний профіль. Це призводить до неоднакової форми зносу поверхні кочення та бокової грані рейок, внаслідок чого погіршується плавність ходу. Виникає коливальний рух, що призводить до кочення коліс по різних радіусах.

Таким чином, конусність формується на основі наступних параметрів колісної пари та залізничної колії:

- ширина рейкової колії  $l$ , відстань між колами обертаннями колісної пари  $e$ , величина зазору між гребенем колеса та боковою гранню рейок  $\Delta u$ ;
- профілі поверхонь коліс та рейок;
- радіуси кочення коліс  $r_1$  та  $r_2$ ;

- нахил рейок;
- вертикальні нерівності колії.

Коливальний рух колісної пари, описується диференціальним рівнянням:

$$\ddot{y} + \frac{v^2}{er_0} \Delta r = 0 \quad (3.55)$$

- де  $\ddot{y}$  – друга похідна переміщення  $y$  за часом;
- $v$  – поступальна швидкість рухомого складу;
- $r_0$  – радіус кочення коліс у момент, коли колісна пара відцентрована відносно рейкової колії.

Це рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами має розв'язок у вигляді гармонійної хвилі з довжиною  $\lambda$ , яка визначається за формулою Клінгеля

$$\lambda = 2\pi \sqrt{\frac{er_0}{\Delta r}} \quad (3.56)$$

Еквівалентна конусність конічного колеса розраховується так:

$$\tan \gamma = \frac{2y}{\Delta r} \quad (3.57)$$

Для цього необхідно:

- 1) визначити форму профілю колеса та рейки;
- 2) обчислити функцію  $\Delta r = f(y)$ ;
- 3) розрахувати еквівалентну конусність колісної пари для її поперечного зміщення у відносно осі колії.

Рекомендовано такі припущення у розрахунковій схемі:

- колеса та рейки вважаються недеформованими;

- форма профілю колеса приймається аксіально-симетрична;
- рейки вважаються прямолінійними з єдиним поперечним профілем;
- при контакті колеса з рейкою немає пружної деформації (точкові контакти);
- не враховується обертання осі колісної пари при її поперечному русі (обертання навколо осі, паралельної рейковій колії);
- у точці контакту дотичні площини паралельні до поверхонь рейки.

Функція  $\Delta r = f(y)$  при взаємодії колісної пари з рейковою колією Р65 наведена на (рис. 4.2).

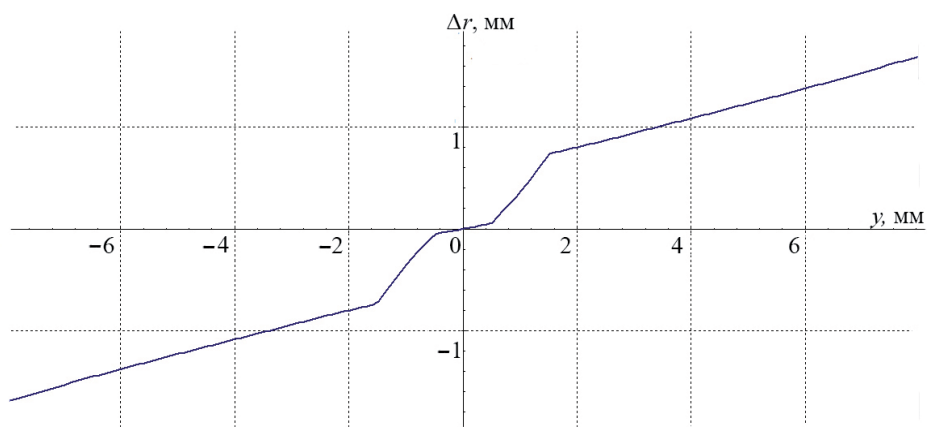


Рисунок 4.2 – Функція  $\Delta r = f(y)$  для поперечного зміщення колісної пари відносно осі залізничної колії з рейками Р65

Безумовно, за реальних умов взаємодії колеса з рейкою виникають складніші процеси взаємодії.

Так, рейка типу UIC 60 [45] має збільшену висоту головки рейки 51 мм проти Р65 при висоті 45 мм (рис. 4.3). Функція  $\Delta r = f(y)$  наведена на (рис. 4.4).

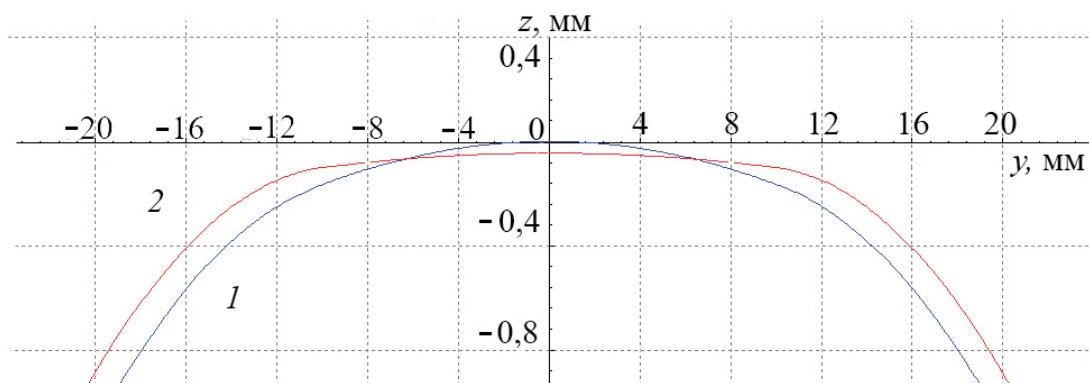


Рисунок 4.3 – Поперечні профілі рейок (масштаб по осі  $z$  збільшено): 1 – рейка UIC60; 2 – рейка P65

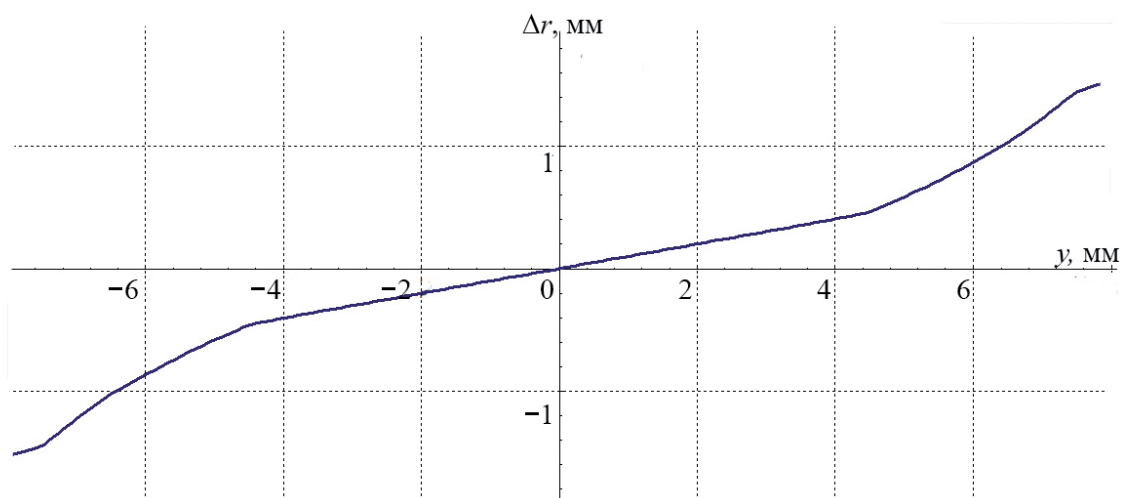


Рисунок 4.4 – Функція  $\Delta r = f(y)$  для поперечного зміщення колісної пари відносно осі залізничної колії з рейками UIC60

Отже, застосування коліс з ефективною конусністю значною мірою зменшить інтенсивність бокового зносу рейок та гребенів колісних пар, що, у свою чергу, призведе до зменшення витрат на обробку рейок та обточування коліс, знизить рамні сили у візках рухомого складу та підвищить надійність роботи залізничного транспорту.

## ВИСНОВКИ

– розглядаючи теоретичні дослідження щодо взаємодії колісної пари з рейковою колією доцільно використовувати нелінійну модель крипа, яка враховує вплив радіуса кола кочення колеса, положення контактної плями, знос коліс та рейок;

– встановлено, що одним із найбільш ефективних шляхів покращення взаємодії коліс з рейками є застосування їх раціональних профілів, що дозволяє зменшити сили та напруження у взаємодії колеса та рейки, а також послабити динамічний вплив рухомого складу на колію;

– найбільш перспективними є профілі коліс та рейок, що забезпечують конформний контакт, при якому мають місце найбільша площа контакту та найменша контактна напруженість порівняно з неконформними профілями;

– для отримання достатньо точних даних про зміни форми профілів коліс та рейок в експлуатації рекомендується використовувати лазерні вимірювальні системи, що забезпечують високу точність та швидкість вимірювання;

– при аналізі типових профілів ободів коліс видно, що їх початкові форми, у міру зносу, істотно змінюються по всій зоні контакту з рейкою;

– аналіз форм зношених ободів коліс дозволив встановити другу закономірність: профіль обода колеса в процесі експлуатації прагне прийняти природну форму зносу, яка однакова для всіх коліс незалежно від початкового обрису їх робочих поверхонь;

– розглянуто математичну модель знаходження сил взаємодії колісної пари з рейковою колією під час руху в прямій та кривій ділянці колії;

– математична модель дозволяє знаходити сили взаємодії, враховуючи різницю діаметрів середніх кіл кочення коліс колісної пари, дію рамної сили, наявність рихтовок в прямій ділянці колії, кутів набігання колеса на рейку у прямій ділянці колії, гальмування поїзда, радіус та підвищення зовнішньої рейки в кривій ділянці колії;

– встановлено, що у системі 1520 поняття еквівалентної конусності відсутнє, але є поняття взаємодія поверхні колісної пари та рейки. Цей параметр пов'язаний із

нормами зносу поверхні профілю коліс;

– побудовано залежності різниці діаметрів середніх кіл кочення колісної пари від геометричних параметрів колісної пари та рейкової колії при різних значеннях конусності обода колеса;

– встановлено, що при збільшенні конусності обода колеса збільшується допустима різниця  $D_1 - D_2$  діаметрів коліс колісної пари;

– розглянуто функцію  $\Delta r = f(y)$  при взаємодії колісної пари з рейковою колією Р65 та UIC 60;

– встановлено, що застосування коліс з ефективною конусністю дозволить значною мірою зменшити інтенсивність бокового зносу рейок та гребенів колісних пар, що, у свою чергу, призведе до зменшення витрат на обробку рейок та обточування коліс, знизить рамні сили у візках рухомого складу та підвищить надійність роботи залізничного транспорту.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1997. – 326 с.
2. Carter F. W. On the action of locomotive driving wheel / F. W. Carter // Proceedings of Royal Society of London. – 1926. – С. 151 – 152.
3. Лазарян В. А. Динамика вагонов / В. А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
4. Вершинский С. В. Динамика вагона / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. – М.: Транспорт, 1972. – 303 с.
5. Ушкалов В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – Киев: Наук. думка, 1982. – 360 с.
6. Радченко Н. А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств / Н. А. Радченко. – Киев: Наук. думка, 1988. – 216 с.
7. Ушкалов В. Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, В. С. Иккол, Е. Ю. Трубицкая, С. Ф. Редько, А. И. Залесский. – Киев: Наук. думка, 1989. – 240 с.
8. Ushkalov V. F. The creep force model for different conditions of wheel-rail rolling contact / V. F. Ushkalov, A. I. Alexandrov // Rail Transportation. Winter Annual Meeting of the ASME, 1989. – P. 189 – 196.
9. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte / H. Hertz. – Leipzig: Gesanvmelte Werke, 1895. – Bd.1.
10. Carter F. W. On the action of locomotive driving wheel / F. W. Carter // Proceedings of Royal Society of London. – 1926. – С. 151 – 152.
11. Kalker J. J. Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact / J. J. Kalker. – Klumer Academic Publishers. Netherlands, 1990. – 314 с.
12. Enblom R. Simulation of Wheel and Rail Profile Evolution. Wear Modeling and Validation. Licentiate Thesis / R. Enblom. – Stockholm, Sweden, 2004. – 84 с.
13. Iwnicki S. Моделирование системы колесо-рельс / S. Iwnicki // Железные дороги мира. – 2005. – № 2. – С. 45 – 52.

14. Ushkalov V. F. Wheelset and Rail Wear on Ukrainian Railways / V. F. Ushkalov // Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail Wheel Systems. – Budapest, Hungary, 29 – 31 July, 1996. – P. 250 – 258.
15. Specht W. New findings on the wear of freight wagon bogie / W. Specht // Glasers Annalen. – 1987. – С. 271 – 280.
16. Enblom R. Simulation of Wheel and Rail Profile Evolution. Wear Modeling and Validation. Licentiate Thesis / R. Enblom. – Stockholm, Sweden, 2004. – 84 с.
17. Гарг В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
18. Харрис Дж. У. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
19. Tuzik R. E. Оптимизация взаимодействия колеса и рельса / R. E. Tuzik, K. Matoba // Железные дороги мира. – 2003. – № 1. – С. 66 – 70.
20. Shoch W. Ассиметричное шлифование рельсов / W. Shoch // Железные дороги мира. – 2006. – № 1. – С. 69 – 74.
21. Лысюк В. С. Причины и механизм бокового износа рельсов и гребней колес / В. С. Лысюк // Путь и путевое хозяйство. – 1997. – № 1. – С. 13 – 19.
22. Марков Д. П. Задир боковых поверхностей рельсов и гребней колес / Д. П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. – 2004. – № 4. – С. 40 – 43.
23. Magel E. Оптимизация профилей колес и рельсов / E. Magel, A. Tajaddini // Железные дороги мира. – 2007. – №10. – С. 62 – 64.
24. Leary J. F. Колеса с изношенным профилем для вагонов железных дорог США / J. F. Leary // Железные дороги мира. – 1992. – № 8. – С. 25 – 27.
25. Богданов В. М. Обеспечение устойчивости работы системы колесо-рельс на отечественных и зарубежных железных дорогах / В. М. Богданов // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С. 10 – 14.
26. Ушкалов В. Ф. Комплексная модернизация ходовых частей грузовых вагонов / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый, И. А. Мащенко, С.С. Пасичник //

Вагонный парк. – 2007. – № 2. – С. 18 – 22.

27. Захаров С. М. Математическое моделирование влияние параметров пути и подвижного состава на процессы изнашивания колеса и рельса / С. М. Захаров, Ю. С. Ромен // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С. 26 – 30.

28. Ромен Ю. С. Состояние ходовых частей подвижного состава и износы в системе колесо-рельс/ Ю. С. Ромен, А. М. Орлова, В. С. Лесничий // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С. 42 – 45.

29. Абдурашитов А. Ю. Актуальные проблемы и задачи путевого комплекса / А. Ю. Абдурашитов // Железнодорожные транспорт. – 2011. – № 10. – С. 39 – 44.

30. Kalousek J. Шлифование рельсов на линиях с высокой грузонапряженностью / J. Kalousek, E. Magel // Железные дороги мира. – 1998. – № 4. – С. 52 – 54.

31. ДСТУ ГОСТ 10791:2016 Колеса суцільнокатані. Технічні умови (ГОСТ 10791-2011, IDT)

32. Савчук О. М. Зносостійкі профілі кочення коліс / О. М. Савчук, К. Б. Савченко // Залізничний транспорт України. – 2009. – № 4. – С. 15 – 18.

33. Пат. 1182 Украины, МКИ5 В 60 В 21/02. Профіль обода залізничного колеса / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрий, И. А. Мащенко. – Оpubл. 15.03.2002, Бюл. № 3.

34. Пат. 19273 Украины, МКИ5 E01 В 5/02. Залізнична рейка / В. П. Есаулов и др. – Оpubл. 25.12.97, Бюл. № 6.

35. <https://www.graw.com/home.html>

36. Kynaslahti M. Устройство для измерения профиля колес / М. Kynaslahti // Железные дороги мира. – 1995. – № 3. – С. 63 – 65.

37. Венедиктов А.З. Бесконтактный контроль параметров колесных пар / А.З. Венедиктов // Железные дороги мира. – 2004. – № 10. – С. 61 – 65.

38. Харрис Дж. У. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.

39. Brennan Ch. Шлифование рельсов / Ch. Brennan, K. Sawley, J. Stanford et al // Железные дороги мира. – 2000. – № 9. – С. 55 – 61.

40. Улучшение взаимодействия грузовых вагонов и пути за счет усовершенствования тележек и профилей пары "колесо-рельс" [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Подбельников Игорь Валериевич; Ин-т техн. механики Нац. акад. наук Украины и Нац. косм. агентства Украины. - Д., 2012. - 157.

41. Правила технічної експлуатації залізниць України. Затверджені наказом Міністерства транспорту України від 20 грудня 1996 р. №411. Зі змінами, внесеними згідно з Наказами Мінтрансу №226 від 08.06.98 р., №386 від 23.07.99 р. №179 від 19.03.2002 р., № 962 від 10.12.2003 р. [Електрон. документ] Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z0050-97>.

42. ЦВ-ЦЛ-0062 Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар.

43. Сокол Э.Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики). – К.: Транспорт України, 2004. – 368 с.

44. Сокол Э.Н. Крушения железнодорожных поездов (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики). Монографія. – К.: Транспорт України, 2007.

45. ДСТУ EN 13674-1:2018 Залізничний транспорт. Колія. Залізниця. Частина 1. Залізничні рейки Вігноле 46 кг/м та понад (EN 13674-1:2011 + A1:2017, IDT)