

Український державний університет залізничного транспорту  
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**ТУЛЕЙ ЮЗЕФ ЛЕОНІДОВИЧ**

УДК. 625.143.482

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**РАЦІОНАЛІЗАЦІЯ НОРМ УЛАШТУВАННЯ РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ В КРИВИХ  
МАЛИХ РАДІУСІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСІВ РОБОТИ РЕЙОК**

Спеціальність 05.22.06 – залізнична колія

27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ Ю.Л. Тулей

Науковий керівник Даренський Олександр Миколайович,  
доктор технічних наук, професор

Харків – 2018

## АНОТАЦІЯ

Тулей Ю.Л. Рационалізація норм улаштування рейкової колії в кривих малих радіусів для підвищення ресурсів роботи рейок. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.06 – залізнична колія (27 – Транспорт). – Український державний університет залізничного транспорту, Харків, 2018.

Представлена робота присвячена вирішенню науково-технічної проблеми підвищення ресурсів роботи рейок в особливих умовах експлуатації залізничних колій в кривих з радіусами 450 м і менше за рахунок встановлення обґрунтованих норм улаштування, утримання та експлуатації колії. Актуальність теми дисертаційної роботи зумовлена визначенням причин високої інтенсивності розвитку дефектів контактно-втомного походження, в тому числі бокового зносу головок рейок, та розробка заходів, які реально сповільняють такі процеси у кривих ділянках колії малих радіусів, а також дозволяють підвищити терміни служби рейок, скоротити потребу в них та зменшити затрати праці при поточному утриманні й дати значний економічний ефект.

**Зміст дисертації.** У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету і задачі дослідження, показано зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами, розглянуто наукову новизну, актуальність і практичне значення одержаних результатів.

**В першому розділі** роботи сформульовано загальний підхід до вирішення проблеми підвищення ресурсів роботи рейок у кривих ділянках малого радіуса. На основі даних про інтенсивність технічних відмов колії по бічному зносу рейок та іншим дефектам на поверхні кочення, було зроблено висновок, що причинами цього є особливості взаємодії колії і рухомого складу, серед яких надмірно великі рівні горизонтальних динамічних сил, значно більші кути набігання коліс на рейки та великі градієнти кривизни колії в зонах горизонтальних нерівностей.

На основі аналізу конструкцій та фактичних умов експлуатації колії в кривих

малих радіусів встановлено, що найбільш вживаною конструкцією в таких кривих є ланкова колія на дерев'яних або залізобетонних шпалах. Майже 80 % колій в кривих експлуатується на ділянках з вантажонапруженістю до 15 млн. ткм бруто/км за рік при швидкостях руху пасажирських поїздів до 80 км/год і вантажних до 60 км/год.

Аналіз існуючих моделей і методів розрахунків сил взаємодії рухомого складу і колії, розрахунків напруженого стану елементів колії показав, що в більшості моделей використовуються плоскі розрахункові схеми в яких колія розглядаються як балка великої довжини на суцільній пружній основі. За необхідності результати розрахунків поєднуються з використанням принципу суперпозиції.

Але, за думкою ряду вчених, в особливих умовах експлуатації в кривих малих радіусів принцип суперпозиції неможливо використовувати, оскільки рівень вертикальних навантажень на підрейкові основи суттєво впливає на пружно-дисипативні характеристики цієї основи в горизонтальній площині. Це в свою чергу суттєво впливає на рівень горизонтальних сил.

**У другому розділі** викладено теоретичні основи досліджень впливу рухомого складу на колію у кривих малих радіусів. За основу було прийнято математичну модель просторової динамічної системи «екіпаж–колія». В цій моделі колія розглядається як просторова конструкція, яка складається з балок-рейок, що спираються на багато окремих рейкових опор-шпал з нелінійними пружно-дисипативними характеристиками. В існуючу математичну модель були внесені зміни, які враховують інерційні властивості колії. Розглянуто кінетичні й силові зв'язки між елементами підсистеми «екіпаж». Враховано нелінійні сили сухого тертя у фрикційних погашувачах коливань, можливість «валяння» кузова на сковзуни та виникаючі при цьому сили й моменти сил взаємодії між кузовом та візками. Враховано нелінійність зв'язків у тому випадку, коли моменти сил тертя на п'ятниках і сковзунах виявляються більшими за суму моментів горизонтальних реакцій ресорних комплектів і моментів поздовжніх і поперечних сил взаємодії коліс екіпажа з рейками.

Для врахування інерційних властивостей було складено розрахункові рівняння коливань рейки, як балки, яка має інерційні характеристики, на багатьох пруж-

них опорах під дією рухомого навантаження. Загальна розрахункова система рівнянь була вирішена у матричному вигляді за допомогою методу Крамера. На основі розроблених математичних моделей було визначено перелік просторових жорсткостей рейкових опор, які необхідні для розрахунків. Запропонована методика визначення сил взаємодії дозволила враховувати не тільки пружні й геометричні характеристики рейок, жорсткості опор, епюру шпал, а також масу колії, яка бере участь у її коливанні у будь-який момент часу  $t$ .

Наприкінці розділу, на основі отриманих математичних моделей, було визначено перелік жорсткостей рейкових опор.

**У третьому розділі** наведено результати досліджень просторових жорсткостей рейкових опор при застосуванні дерев'яних або залізобетонних шпал та дев'яти типів проміжних скріплень, які були розглянуті як системи з послідовно та паралельно з'єднаних жорсткостей пружних елементів скріплень та системи «шпала–баласт».

Визначено перелік залежностей змін жорсткостей пружних елементів, які необхідно було визначити експериментально. Під час експлуатації відбуваються зміни фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів, у тому числі гуми і поліуретану. Для визначення кількісних характеристик змін динамічної жорсткості прокладок проміжних скріплень внаслідок старіння були проведені випробування прокладок, що були в експлуатації.

Дослідженнями в лабораторних умовах встановлено жорсткості пружних елементів проміжних скріплень-прокладок, пружних шайб або клем при статичному або динамічному навантаженні. Зроблена прогнозна оцінка змін цих параметрів під час експлуатації колії.

Експериментальні дослідження в колії дозволили встановити емпіричні залежності змін жорсткостей системи «шпала–баласт» для залізобетонних та дерев'яних шпал від термінів експлуатації колії. Встановлено вплив осьових навантажень на ці параметри.

Проведені дослідження дозволили встановити не тільки жорсткості рейкових опор, а також прогнозувати зміни під час експлуатації колії. Аналіз цих умов по-

казав, що головними чинниками, які впливають на зміни просторових жорсткостей рейкових опор, є терміни її експлуатації.

**В четвертому розділі** виконано чисельні дослідження впливу конструктивних характеристик рейкової колії, норм улаштування і утримання, термінів експлуатації, режимів ведення поїздів на боковий знос і пошкоджуваність рейок в кривих малих радіусів. Для узагальнення впливу силових і геометричних параметрів взаємодії рухомого складу і колії було використано параметр, який в сучасній літературі має назву «фактор бокового зносу».

Досліджено вплив радіусів кривих, горизонтального непогашеного прискорення, ширини колії, плавних ізольованих та стикових нерівностей, типів шпал, проміжних скріплень, режимів ведення поїздів.

Встановлено, що максимальні значення горизонтальних поперечних сил, за відсутності несправностей плану, виникають не у кругових кривих, тобто на ділянці сталого руху екіпажа, а в перехідних кривих, де виникають ударні процеси між гребенями коліс і рейками. Також були виконані дослідження впливу конструкції підрейкової основи на динамічні процеси взаємодії рухомого складу та колії у кривих малих радіусів.

Адекватність запропонованих моделей і методів для вирішення поставлених задач підтверджена порівнянням розрахункових результатів з експериментальними даними. Ці дослідження проводились під час руху спеціального рухомого складу, який складався з локомотива ТГМ-4 і двох платформ моделі 13-401, що були завантажені щебенем до вагової норми; швидкість руху поступово збільшувалась від 20 до 50 км/год. Експериментальна ділянка була розташована у круговій кривій  $R = 420$  м і з підвищенням зовнішньої рейки на 40 мм.

Розроблено практичні рекомендації про улаштування і особливості експлуатації колії в кривих малих радіусів, які дозволять зменшити інтенсивність бокового зносу рейок до 40 % і зменшити їх пошкоджуваність іншими видами дефектів.

**Ключові слова:** ресурси роботи рейок, криві малих радіусів, підрейкова основа, пружно-дисипативні характеристики рейкових опор, взаємодія колії й рухомого складу.

## ABSTRACT

Tuley, Yu. L. Rationalization of the arrangement, maintenance norms for a rail track in small radius curves to increase the rail operational life. – Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Dissertation for the degree of a candidate in technical sciences (doctor of philosophy) in the specialty 05.22.06 “Railway track” (27 – Transport). – Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, 2018.

The work is devoted to solving the scientific and technical problem of increasing the resources of the work of rails in the special conditions of operation of railway tracks in curves with radii of 450 m or less due to the establishment of reasonable norms for the arrangement, maintenance and operation of the track. The urgency of the topic of the dissertation is determined by the definition of the causes of the high intensity of the defects of contact-fatigue origin, including the lateral wear of the rails, and the development of measures that will actually slow down such processes in curved sections of the small radius, as well as increase the service life of the rails, reduce the need in them, to reduce labor costs while maintaining maintenance and give a significant economic effect.

**The content of the dissertation.** The introduction substantiates the relevance of the topic, formulates the purpose and objectives of the study, shows the connection of work with scientific programs, plans and themes, reviews the scientific novelty, relevance and practical significance of the results.

**In the First Chapter** of the work the general approach to solving the problem of increasing the resources of work of rails in curves in small-radius areas is formulated. On the basis of the data on the intensity of the technical failure of the track on the side wear of the rails and other defects on the rolling surface, it was concluded that the reasons for this are the features of the interaction of the track and rolling stock, including excessively large levels of horizontal dynamic forces, much larger angles of wheel run on the rails and large gradients of curvature of the track in the zones of horizontal inequalities.

Based on the analysis of constructions and actual conditions of operation of the

track in the curves of small radii, it has been established that the most used construction in such curves is the lane track on wooden or reinforced sleepers. Almost 80 % of the tracks in the curves are operated on areas with a cargo intensity of up to 15 million tkm gross/km per year at speeds of passenger trains up to 80 km/h and freight up to 60 km/h.

An analysis of existing models and methods for calculating the forces of interaction between the rolling stock and the track, calculations of the stressed state of the elements of the track showed that in most models, flat calculation schemes are used in which the track is considered as a beam of large length on a solid elastic basis. If necessary, the results of calculations are combined with the use of the principle of superposition.

But, according to a number of scientists, in the special conditions of operation in the curves of small radii, the principle of superposition can not be used, since the level of vertical loads on the submarine bases substantially affects the elastic-dissipative characteristics of this basis in a horizontal plane. This in turn significantly affects the level of horizontal forces.

**In the Second Chapter** the theoretical bases of studies of the impact of rolling stock on the track in the curves of small radii are described. The basis was a mathematical model of the spatial dynamic system "crew-track". In this model, the track is considered as a spatial structure, which consists of beam rails, based on many separate rail sleepers with nonlinear elastic-dissipative characteristics. Changes have been made to the existing mathematical model that take into account the inertial properties of the track. The kinetic and power relations between elements of the "crew" subsystem are considered. The nonlinear forces of dry friction in the friction bearers of the oscillations, the possibility of "rolling" the body on the sliders and the forces and moments of the forces of interaction between the body and the carriages arising therewith are taken into account. The nonlinearity of bonds is taken into account when the moments of frictional forces on the heels and sliders are greater than the sum of the moments of the horizontal reactions of the spring kits and the moments of the longitudinal and transverse forces of the interaction of the wheels of the crew with the rails.

In order to take into account the inertial properties, the calculated equations of the fluctuations of the rails, such as beams, which have inertial characteristics, were compiled on many elastic supports under the action of a moving load. The general calculation system of the equations was solved in a matrix form using the Cramer method. On the basis of the developed mathematical models, a list of the spatial stiffness of the rail supports, which are necessary for the calculations, was determined. The proposed method for determining the interaction forces allowed to take into account not only the elastic and geometric characteristics of the rails, the rigidity of the supports, the jointing diagram, as well as the mass of the track, which participates in its oscillation at any time  $t$ .

At the end of the section, on the basis of the obtained mathematical models, a list of stiffnesses of rail bearings was determined.

**The Third Chapter** presents the results of investigations of the spatial stiffness of rail supports in the application of wooden or reinforced sleepers and nine types of intermediate fasteners, which were considered as systems of successively and parallel connected stiffnesses of elastic fasteners and the system of "sleeper-ballast".

A list of dependences of changes in the stiffnesses of elastic elements, which had to be determined experimentally, was determined. During operation, changes in the physical and mechanical characteristics of polymeric materials, including rubber and polyurethane, are taking place. To determine the quantitative characteristics of changes in the dynamic stiffness of the spacers of intermediate fasteners as a result of aging, tests of the gaskets in service were carried out.

Research in laboratory conditions has established stiffness of elastic elements of intermediate fasteners, gaskets, elastic washers or clamps at static or dynamic load. Projected estimation of changes of these parameters during the operation of the track is made.

Experimental studies in the track allowed to establish the empirical dependence of changes in the stiffnesses of the "railroad ballast" system for reinforced concrete and wooden sleepers from the duration of the operation of the track. The influence of axial loads on these parameters is established.

The conducted studies allowed to establish not only the stiffness of the rail sup-



ports, but also to predict changes during the operation of the track. Analysis of these conditions showed that the main factors that influence the changes in the spatial stiffness of the rail supports are the terms of its operation.

**In the Fourth Chapter**, numerical studies of the influence of the structural characteristics of the rail track, the rules of arrangement and maintenance, the terms of operation, the modes of trains for lateral wear and damaged rails in the curves of small radii have been completed. In order to generalize the influence of power and geometric parameters of the interaction of rolling stock and the track, the parameter used in modern literature is called "the factor of lateral wear".

The influence of curves radii, horizontal unpaired acceleration, track width, smooth insulated and joints inequalities, types of sleepers, intermediate fastenings, modes of trains is studied.

It was established that the maximum values of horizontal transverse forces, in the absence of malfunctions of the plan, arise not in circular curves, that is, in the area of steady crew movement, but in transient curves, where there are shock processes between the crests of wheels and rails. Studies were also carried out on the effect of the sub-frame construction on the dynamic processes of the interaction of the rolling stock and the track in the curves of small radii.

The adequacy of the proposed models and methods for solving the problems is confirmed by comparing the calculated results with the experimental data. These studies were conducted during the movement of a special rolling stock, which consisted of the locomotive TGM-4 and two platforms model 13-401, loaded with crushed stone to the weight norm; the speed of the movement gradually increased from 20 to 50 km/h. The experimental site was located in a circular curve  $R = 420$  m and with an increase in the outer rail of 40 mm.

Practical recommendations on the arrangement and features of the operation of the track in the curves of small radii are developed, which will reduce the intensity of lateral wear of rails to 40 % and reduce their damage by other types of defects.

**Keywords:** rail operational life, small radius curves, rail foundation, elastic-dissipative characteristics of rail supports, track/vehicle interaction.

**Список публікацій здобувача:**

1. Тулей Ю.Л. Визначення поперечної стійкості безстикової колії з комбінованою рейко-шпальною решіткою під дією температурних сил / Ю.Л. Тулей, В.П. Шраменко, А.М. Штомпель // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2008. – Вип. 91. – С. 8-14.
2. Пługін А.М. Досвід експлуатації залізобетонних шпал з пружними скріпленнями, розробленими в УкрДАЗТ / А.М. Пługін, А.А. Пługін, Ю.Л. Тулей, С.В. Мирошніченко, О.А. Калінін // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2014. – Вип. 148. – С. 92-103.
3. Тулей Ю.Л. Аналіз просторової жорсткості скріплень ДО / Ю.Л. Тулей // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. – Харків, 2015. – Вип. 157. – С. 82-86.
4. Даренський О.М. Аналіз розвитку теорій розрахунків залізничної колії / О.М. Даренський, Ю.Л. Тулей, Е.А. Беліков // Залізничний транспорт України. – Київ, 2016. – Вип. 1-2. – С. 14-19.
5. Тулей Ю.Л. Аналіз формування жорсткостей проміжних скріплень типів Д-2, Д-4, КППД-2 та СКД65-Д / Ю.Л. Тулей // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. – Харків, 2016. – Вип. 159. – С. 109-117.
6. Даренський О.М. Жорсткість прикріплювачів проміжних скріплень дерев'яних шпал при дії горизонтальних поперечних сил / О.М. Даренський, Ю.Л. Тулей, Д.О. Потапов, А.С. Малішевська // Вістник ДНУЗТ. – Дніпропетровськ, 2016. – Вип. 6 (66). – С. 96-104.
7. Тулей Ю.Л. Аналіз формування просторових жорсткостей рейкових опор при дерев'яних шпалах / Ю.Л. Тулей // Збірник тез доповідей 78 міжнародної науково-технічної конференції – Харків: УкрДУЗТ, 2016. – Вип. 160. – С. 90-91.
8. Yuseph Tuley. Research into parameters of energy loss when trains influence the track with wooden sleepers / Yuseph Tuley, Natalia Bugaets, Alina Malishevskay //

Східно-Європейський журнал передових технологій, 2016. – № А6/1(84). – pp. 9-13.

9. Тулей Ю.Л. Математичне моделювання та експериментальні дослідження роботи дерев'яних шпал під дією просторових навантажень / Ю.Л. Тулей // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті: збірник наукових статей. – Харків, 2016. – Вип. 4. – С. 3-9.
10. Даренский А.Н. Численные исследования влияния параметров рельсовой колеи на боковой износ рельсов в кривых / А.Н. Даренский, Ю.Л. Тулей, Д.А. Потапов // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті: збірник наукових статей. – Харків, 2016. – Вип. 6 (121). – С. 36-42.
11. Alexander Darenskiy. Revisiting the reasons for contact fatigue defects in rails / Alexander Darenskiy, Dmitry Potapov, Yuseph Tuley, Natalia Bugaets, Alina Malishevskaya // Dynamics of Civil Engineering and Transport Structures and Wind Engineering. – DYN-WIND 2017. MATEC Web of Conference. Volume 116, 03001 (2017).

## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	2
ВСТУП.....	15
РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСІВ РОБОТИ РЕЙОК В КРИВИХ МАЛОГО РАДІУСУ.....	20
1.1 Аналіз можливих напрямків рішення даної проблеми.....	20
1.2 Аналіз фактичних умов експлуатації колій в кривих малих радіусів на залізницях України.....	28
1.3 Аналіз розвитку теорій взаємодії колії та рухомого складу в кривих.....	31
1.4 Висновки за розділом 1, мета і завдання досліджень .....	37
РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІЇ І РУХОМОГО СКЛАДУ В КРИВИХ.....	40
2.1. Вибір розрахункової схеми динамічної системи «екіпаж–колія». Загальні положення і допущення математичної моделі системи.....	40
2.2 Розрахункова схема підсистеми «екіпаж» і складання системи диференціальних рівнянь її руху.....	44
2.3 Силові і кінематичні зв'язки в підсистемі «екіпаж».....	47
2.4 Вплив поздовжніх сил тяги на роботу підсистеми «екіпаж».....	50
2.5 Вертикальні силові і кінематичні зв'язки підсистем «екіпаж» і «колія».....	52
2.6 Умови контакту коліс і рейок в горизонтальній площині. Горизонтальні силові і кінематичні зв'язки підсистем «екіпаж» і «колія».....	56
2.7 Розрахункові геометричні параметри рейкової колії.....	66
2.8 Приведена жорсткість колії в вертикальній і горизонтальній площинах. Приведений коефіцієнт дисипації колії.....	70
2.9 Висновки за розділом 2.....	82
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКОСТЕЙ РЕЙКОВИХ ОПОР.....	84
3.1 Формування просторових жорсткостей рейкових опор.....	84
3.2 Формування просторових жорсткостей проміжних рейкових скріплень...	87
3.2.1 Жорсткості скріплення типу ДО.....	87

3.2.2 Жорсткості скріплення типів Д-2, Д-4, КППД-2 та СКД65-Д.....	91
3.2.3 Жорсткості скріплення типу КБ і СКД65-Б.....	101
3.2.4 Жорсткості скріплення КПП-5 і КПП-5-К.....	104
3.3 Експериментальне визначення жорсткостей елементів рейкових опор.....	106
3.3.1 Просторові жорсткості системи «шпала–баласт».....	106
3.3.1.1 Вертикальна жорсткість.....	106
3.3.1.2 Горизонтальна поперечна жорсткість.....	112
3.3.2 Експериментальне визначення коефіцієнтів постілі підкладок проміжних скріплення для дерев'яних шпал (ДО, Д-2, Д-4, КППД-2, СКД65-Д).....	116
3.3.3 Експериментальне визначення жорсткості прокладок проміжних скріплення.....	119
3.3.4 Експериментальне визначення жорсткості прикріплювачів.....	127
3.3.4.1 Жорсткість прикріплювачів в скріпленнях для дерев'яних шпал.....	127
3.3.4.2 Жорсткості прикріплювачів в скріпленнях для залізобетонних шпал...	132
3.4 Зміни жорсткостей рейкових опор в процесі експлуатації колії.....	135
3.5 Висновки за розділом 3.....	140
<b>РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ НА БОКОВИЙ ЗНОС І ПОШКОДЖУВАНІСТЬ РЕЙОК В КРИВИХ МАЛИХ РАДІУСІВ.....</b>	<b>142</b>
4.1 Загальні положення проведених чисельних досліджень .....	142
4.2 Розрахунки динаміки взаємодії колії і рухомого складу в кривій, яка не має нерівностей в плані.....	144
4.2.1 Вплив радіусу кривої на динамічні процеси зміни.....	144
4.2.2 Вплив зміни горизонтального поперечного непогашеного прискорення на динамічні процеси взаємодії екіпажа і колії.....	148
4.2.3 Вплив змін ширини колії на динамічні процеси взаємодії екіпажа і колії.....	150
4.3 Дослідження динамічних сил в кривих з урахуванням локальних стикових і плавних ізольованих нерівностей колії в плані.....	151

4.4 Вплив гальмівних процесів в поїзді на динаміку взаємодії колії і розрахункового вагону в кругових кривих.....	158
4.5 Вплив конструкції підрейкової основи на динамічні процеси взаємодії колії і розрахункового вагону в кругових кривих.....	160
4.6 Експериментальна перевірка адекватності розроблених моделей і методів розрахунків.....	163
4.7 Рекомендації по використанню результатів досліджень динамічних процесів взаємодії рухомого складу і колії в кривих малих радіусів.....	170
4.8 Висновки за розділом 4.....	173
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	175
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	177
ДОДАТКИ.....	194

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Протяжність кривих ділянок колії з радіусами 450 м та менше не перевищує 8 % розгорнутої довжини головних та станційних колій магістральних залізниць України. В той же час до 40 % рейок, які мають дефекти контактно-втомного походження на поверхні кочення, в тому числі боковий знос головок рейок, знаходяться саме в таких кривих. Слід зазначити, що використання дорогих заходів по боротьбі з такими дефектами (наприклад, лубрикація та використання термозміцнених рейок) не завжди дають позитивний результат.

Тому визначення причин високої інтенсивності розвитку дефектів контактно-втомного походження, в тому числі бокового зносу головок рейок, та розробка заходів, які реально сповільнять такі процеси у кривих ділянках колії малих радіусів, є важливим і актуальним завданням, вирішення якого має підвищити терміни служби рейок, скоротити потребу в них та зменшити затрати праці при поточному утриманні й дати значний економічний ефект.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота узагальнює дослідження автора, які виконувались з 2008 по 2017 рік відповідно до плану науково-дослідних робіт Українського державного університету залізничного транспорту, розробленого відповідно до Транспортної стратегії України на період до 2020 року, схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 р. № 2174-Р в рамках тематичного плану Міністерства транспорту і зв'язку України, тема “Розробка теорії та методів оптимізації несучих конструкцій транспортних споруд” (номер державної реєстрації 0110U002127).

В 2013–2014 роках роботи виконувалися відповідно до держбюджетної науково-дослідної теми «Теоретичні та експериментальні дослідження впливу електророзривного і напружено-деформованого стику залізничних споруд і колій на їх надійність і безпеку руху» (номер державної реєстрації 0113U001031).

**Мета і задачі дослідження.** Метою дисертаційної роботи є вирішення науково-технічної проблеми підвищення ресурсів роботи рейок в особливих умовах експлуатації залізничних колій у кривих ділянках із радіусами 450 м і менше за рахунок встановлення обґрунтованих норм улаштування, утримання та експлуатації рейкової колії в таких умовах. Для досягнення цієї мети були поставлені наступні задачі:

- виконати аналіз фактичних умов експлуатації колії в кривих малих радіусів та аналіз можливих напрямів вирішення проблеми, що розглядається;
- здійснити подальший розвиток комплексу математичних моделей просторової динамічної системи «екіпаж–колія» для можливості їх застосування в умовах магістральних залізниць за рахунок застосування математичної моделі коливань колії як балки на багатьох пружно-дисипативних опорах з нелінійними характеристиками;
- розробити математичні моделі просторових жорсткостей рейкових опор при використанні різних типів скріплень для дерев'яних шпал та залізобетонних шпал, які використовуються на залізницях України в кривих малих радіусів. Провести експериментальні дослідження жорсткості пружних елементів таких рейкових опор.
- виконати теоретичні та експериментальні дослідження для встановлення просторових жорсткостей рейкових опор при застосуванні п'яти типів скріплень для дерев'яних шпал та чотирьох типів скріплень для залізобетонних шпал;
- дослідити чисельними методами процеси змін горизонтальних поперечних сил та сумарний фактор зносу рейок у кривих малих радіусів при різних конструкціях рейкових опор, встановити вплив характеристик улаштування колії на ці процеси;
- результати теоретичних досліджень перевірити результатами експериментальних робіт з визначення горизонтальних поперечних сил, що діють на колію під час руху дослідного потяга, що має точно визначені характеристики (осьові навантаження, швидкість руху та ін.);
- розробити і рекомендувати обґрунтовані допуски по утриманню рейкової колії у плані для зменшення горизонтальних поперечних сил дії рухомого складу, що дасть можливість зменшити боковий знос та інтенсивність виникнення інших дефектів контактно-втомного походження. Визначити допустимі швидкості руху поїздів за наявності несправностей плану колій.

**Об'єкт дослідження** – процеси бокового зносу та виникнення інших дефектів контактно-втомного походження в рейках в кривих малого радіусу.

**Предмет дослідження** – вплив горизонтальних поперечних сил на боковий знос та виникнення інших дефектів контактно-втомного походження в рейках.

**Методи дослідження.** В роботі використано комплексний підхід до вирішення поставлених задач, який базується на:

- аналітичних методах теоретичної та будівельної механіки з використанням



просторових моделей для визначення горизонтальних поперечних сил дії на колію рухомого складу у кривих;

– методах експериментальних досліджень роботи, як колії в цілому, так і рейкових опор.

### **Наукова новизна одержаних результатів:**

1. Набули подальшого розвитку моделі й методи розрахунків взаємодії рухомого складу і колії при застосуванні загальної розрахункової схеми колії у вигляді балок, що спираються на пружно-дисипативні опори з нелінійними характеристиками.

2. Отримала подальший розвиток математична модель коливань балки на багатьох пружно-дисипативних опорах, завдяки чому з'явилась можливість застосування просторової динамічної системи «екіпаж–колія» для визначення просторових сил взаємодії екіпажів та колії в умовах магістральних залізниць.

3. Розроблені математичні моделі просторових жорсткостей дев'яти типів рейкових опор при використанні всіх типів проміжних скріплень, які застосовуються на магістральних залізницях. Виконана прогнозна оцінка змін цих жорсткостей під час експлуатації колії.

4. Для умов магістральних залізниць України вперше встановлено рівень горизонтальних поперечних сил чисельними методами з використанням математичних моделей, в основу яких покладено розрахункову схему колії як балки на пружно-дисипативних опорах. Визначено вплив на ці сили параметрів улаштування та експлуатації колії, а також режимів ведення поїздів.

5. Вперше обґрунтовано та запропоновано раціональні, за критерієм сумарного фактора бокового зносу рейок, норми утримання рейкової колії у плані та норми утримання рейкових стиків.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

1. Ефективність адаптованої до умов магістральних залізниць математичної моделі динамічної системи «екіпаж–колія», яку доведено до програмного продукту, дозволяє безпосередньо використовувати її для розрахунків сил взаємодії рухомого складу і колії, в тому числі у складних умовах експлуатації у кривих малих радіусів.

2. Результати досліджень дисертаційної роботи дозволили встановити обґрунтовані норми утримання рейкової колії у плані та норми утримання рейкових стиків у кривих малих радіусів.

3. Застосування результатів досліджень дозволяє поліпшити технічний стан залізничних колій у кривих малих радіусів, забезпечувати безпеку руху поїздів та сприяти скороченню витрат на поточне утримання та ремонти колії.

4. Одержані в дисертації результати використовуються під час викладання дисциплін «Колійне господарство» та «Організація і планування колійного господарства в умовах обмежених ресурсів», в курсовому та дипломному проектуванні при підготовці фахівців за освітньою програмою «Залізничні споруди та колійне господарство» в Українському державному університеті залізничного транспорту.

5. Практичне впровадження результатів дисертаційної роботи підтверджено відповідними актами, наданими в додатках до дисертації.

**Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій.** Всі наукові положення, висновки і рекомендації, одержані в дисертаційній роботі, є обґрунтованими і достовірними. Вони отримані на основі використання методів і прийомів наукових досліджень, які базуються на принципах системності та включають:

- комплексний підхід до вирішення проблеми підвищення ресурсів роботи рейок у кривих ділянках колії малих радіусів;
- використання відомих аналітичних методів теоретичної й будівельної механіки;
- моделювання роботи рейкової колії з урахуванням дискретної підрейкової основи в умовах магістральних залізниць.

Достовірність результатів підтверджується задовільною збіжністю теоретичних і експериментальних даних досліджень, результати добре узгоджуються з даними інших дослідників, які були одержані в порівнянних умовах.

**Особистий внесок здобувача.** Адаптація математичної моделі визначення коефіцієнтів дисипації за результатами експериментальних робіт до умов магістральних залізниць; аналіз появи та розвитку дефектів контактнo-втомного походження у кривих малих радіусів магістральних залізниць; аналіз результатів чисельних досліджень, встановлення аналітичних залежностей впливу несправностей колії; математична обробка отриманих результатів; розрахунки стійкості безстикової колії, аналіз отриманих результатів; аналіз конструкцій рейкових скріплень для залізобетонних шпал вітчизняного та закордонного виробництва; теоретично-

обґрунтовано застосування розрахункової схеми колії як балки на пружно-дисипативних опорах для умов магістральних залізниць.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати дисертаційних досліджень доповідались на 6 міжнародних науково-технічних конференціях:

– на 70, 71, 72 та 73-й міжнародних науково-технічних конференціях кафедр Українського державного університету залізничного транспорту та спеціалістів залізничного транспорту і підприємств «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті» (м. Харків, 2008–2011 рр.);

– на Міжнародній науково-технічній конференції «Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті», присвяченій 80-річчю кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин (м. Харків, 26-28 листопада 2014 р.);

– на VI Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд та будівель на залізничному транспорті» (м. Харків, 19-21 квітня 2017 р.).

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалась та обговорювалась на засіданні кафедри «Колія та колійне господарство» (м. Харків, 24 квітня 2018 р.) та міжкафедральному семінарі кафедр «Колія та колійне господарство», «Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини», «Будівельні матеріали, конструкції та споруди», «Будівельна механіка та гідравліка» та «Вишукування та проектування шляхів сполучення, геодезії та землеустрою» Українського державного університету залізничного транспорту («25» травня 2018 р.)

**Публікації.** Основний зміст дисертаційної роботи опубліковано в 11 наукових працях, з яких 8 статей у фахових виданнях, рекомендованих МОН України, в тому числі 7 у виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз, з яких 1 – в Scopus; 1 публікація апробаційного характеру у матеріалах конференції, що індексуються в Scopus; 1 – тези доповідей на конференції; 1 – додаткова публікація.

**Структура дисертації.** Дисертація складається з анотації українською та англійською мовами, вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків. Дисертація викладена на 200 сторінках друкованого тексту і містить 162 – сторінки основного тексту, 25 – таблиць, 60 – рисунків, 165 – найменувань літератури, 2 додатки на 3 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### ЗАГАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСІВ РОБОТИ РЕЙОК В КРИВИХ МАЛОГО РАДІУСУ

#### 1.1 Аналіз можливих напрямів рішення даної проблеми

Робота колії в кривих малого радіусу ( $R < 450$  м) під поїзними навантаженнями істотно відрізняється від роботи в прямих, значно більшою інтенсивністю серйозних технічних відмов, у тому числі по бічному зносу головок рейок (дефект 44), по дефектах контактної-втомного походження (дефекти 10, 11, 17), розладам колії в плані, розширенням колії, змінам положення рейок по підуклонці, а іноді на таких кривих виникають і поперечні зсуви колії або розкатування зовнішньої рейки кривої.

Починаючи з 1983 року на всіх кривих ділянках колії радіусом  $R < 450$  м, інтенсивність технічних відмов колії по бічному зносу рейок (БЗР) з року в рік стала зростати (рис. 1.1).

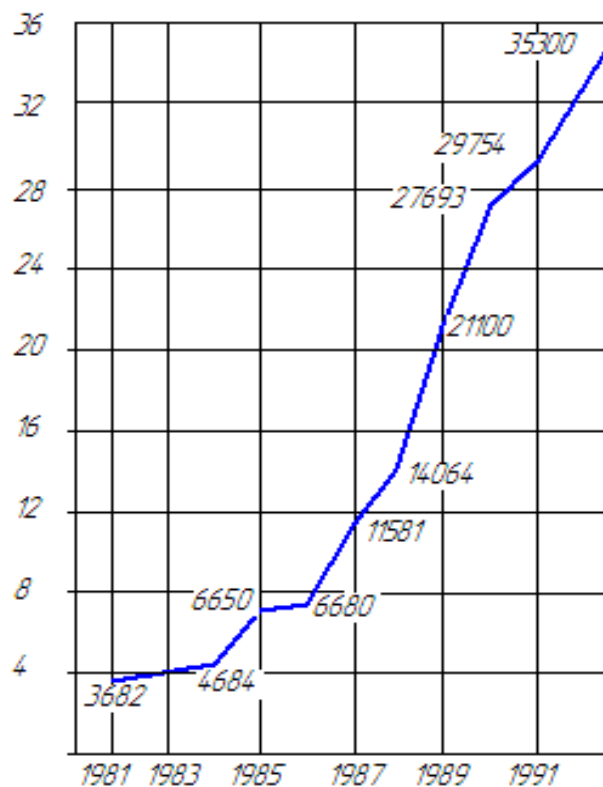


Рис. 1.1. Вилучення з головних колій залізниць колишнього СРСР

Напротязі 1982-1986 рр. загальна щорічна кількість рейок, що мають дефекти по рисунку 44, зросла з 3682 шт. до 6680 шт., тобто їх щорічний приріст складав близько 600 шт./рік. В 1986 році інтенсивність приросту досягла рівня 4700 шт./рік, а в 1992 році по мережі залізниць колишнього СРСР налічувалося 35300 шт. таких рейок.

З 2012 по 2016 рік на дорогах України налічувалося від 2145 до 3400 рейок, що мають дефекти по рисунку 44, причому від 55 до 70 % таких рейок на Львівській залізниці, яка характеризується великою протяжністю кривих малих радіусів. Слід також відзначити, що в цей період кількість дефектів контактної-втомного походження на поверхні катання (дефекти по рисунках 10, 11, 17, 18) складає від 46 до 69 % від загальної кількості дефектних рейок, що знаходяться в колії.

Ці відмови колії йдуть паралельно з погіршенням умов роботи рухомого складу: високим рівнем інтенсифікації бічного зносу гребенів коліс, підрізів і загостреного накату гребенів, посиленого зносу елементів візків вагонів. Всі ці процеси нерозривно пов'язані з помітним підвищенням питомих опорів руху рухомого складу, надмірними витратами енергії на тягу потягів, зниженням збереження і збільшенням втрат вантажів, що перевозяться.

І це все відбувається в умовах, коли на залізницях України нарощують використання дорогих заходів по боротьбі з бічним зносом рейок і коліс, які раніше ніколи там не застосовувалися. Щорічно на дорогах збільшується протяжність кривих, на яких лубрикація рейок регулярно проводиться в належних об'ємах, обладнуються лубрикаторами все більше і більше число локомотивів, збільшується протяжність мереж на яких укладаються термозміцнені рейки. А процеси зростання вказаних відмов інтенсифіциувались.

З цього виходить, що причини «спалаху» цих відмов на початку 80-х років і розвитку цієї «хвороби», яка прогресує і зараз, не пов'язані з якістю матеріалів рейок і коліс або особливостей процесів в зонах контактів гребенів коліс з рейками, тобто не слід їх шукати на мікрорівні. Ці причини слід шукати на макрорівнях, в тих змінах, які відбулися в 80-х роках у взаємодії колії і рухомого складу (і перш за все в дії на колію вантажних вагонів).

До числа параметрів взаємодії колії і рухомого складу, що викликають збільшення кількості дефектів і інші відмови колії в кривих, слід віднести:

– надмірно великі, що сприймаються рейками від коліс рухомого складу горизонтальні динамічні поперечні сили (у тому числі і ударного характеру):  $Y_n$  – направляючі (що передаються гребенями коліс рейкам),  $Y_\delta$  – бічні (сума горизонтальних сил, що передаються колесом рейці) і  $Y_p$  – рамні (сума бічних сил, що передаються рейкам обома колесами кожної колісної пари, що прагнуть зсунути в поперечному напрямі рейкошпальну решітку);

– значно більші, ніж на інших ділянках колії, «кути набігання коліс» (в горизонтальній площині колії)  $\varphi_n$  – на рейки;

– поява великих градієнтів кривизни колії в плані по їїпротязі (на плавних нерівностях колії в плані) і наявності великих кутів в рейкових стиках через практичну неможливість створити таке жорстке стикове з'єднання рейок важких типів накладками, яке забезпечувало б однакову бічну жорсткість рейкових ниток на всьому протязі рейкового з'єднання.

В результаті виходу величин  $Y$  і  $\varphi$  за допустимі межі відбувається різке збільшення енергії, що витрачається на тертя гребенів коліс об рейки, і значно зростає бічний знос та кількість інших дефектів в рейках.

Є серйозні підстави припускати, що інтенсивному розвитку цих процесів на мережі залізниць сприяло поступове, що відбувалося особливо на початку 80-х років, зниження вимог до утримання колії в кривих.

На залізницях України питання боротьби з відмовами технічних засобів зараз стоять особливо гостро, оскільки ці відмови наносять великі збитки.

Цілком очевидно, що зменшення інтенсивності технічних розладів і зносу у верхній будові колії і в екіпажній частині рухомого складу можуть бути досягнуті за рахунок:

– створення нових або модернізації існуючих конструкцій колії і екіпажної частини рухомого складу;

– комплексної оптимізації норм і допусків утримання верхньої будови колії;

– паліативних заходів, які тимчасово усувають або знижують інтенсивний розвиток якихось несправностей в колії і рухомому складі або симптоматичних методів (наприклад, лубрикація рейок або гребенів коліс).

Абсолютно очевидно, що перехід до нових або модернізованих конструкцій рухомого складу буде потребувати багато часу на розробку, проектування, виготовлення нових зразків та їх випробування, а потім на організацію, виробництво нових конструкцій рухомого складу і поступового витіснення ними старого рухомого складу новим. Далі, можна собі представити складнощі перехідного періоду протягом якого співіснуюватимуть старі і нові конструкції: різне технологічне оснащення на ремонтних підприємствах, відмінностях в комплектації запасними частинами і т.п.

З паліативних заходів, що знижують лише бічний знос рейок, основним є лубрикація рейок і гребенів коліс. Області використання кожного з видів лубрикації (рейок або гребенів коліс), повидимому, повинні розв'язуватися на економічній основі з урахуванням місцевих можливостей і умов.

Слід зазначити, що лубрикація рейок і гребенів коліс – не дуже дешевий спосіб усунення бічного зносу рейок; він вимагає створення дрезин-лубрикаторів, баз для їх технічного обслуговування і ремонтів.

Другий напрям досліджень, що полягає в певних обмеженнях допусків по утриманню колії, може бути реалізований швидше і він, безперечно, дасть прямий технічний і економічний ефект.

Може виникнути і таке питання: чи можна, насправді, змінивши граничні допуски в утриманні верхньої будови колії, так істотно вплинути на динамічні характеристики системи «екіпаж–колія», щоб істотно понизити сили взаємодії колії і рухомого складу і позбутися високого рівня інтенсивності відмов колії.

Відомо багато досліджень, пов'язаних з розробкою норм устрою і утримання колії і рухомого складу, що виконувалися раніше вітчизняними і зарубіжними вченими [1-55]. Але в них, як правило, не були використані методи дослідження, що дозволяють кількісно оцінювати вплив цих норм на механічні наслідки їх використання: вихід з ладу по дефектах, пов'язаних з втратою міцності або зносом

рейок, параметри пов'язані з поперечною стійкістю колії і т.п.

В сучасних умовах експлуатації колії і рухомого складу, при умовах їх нормального функціонування, спостерігається зростання впливу горизонтальних поперечних динамічних сил. Експериментальними дослідженнями встановлено [1], що однієї з найвагоміших причин навіть контактних-втомних руйнувань в головках рейок, є діючі на них горизонтальні поперечні бічні і направляючі сили.

Якщо звернутися до переліку специфічних технічних відмов колії, властивих тільки ділянкам колії в кривих малих радіусів, то можна зробити висновок про те, що їх основним і головним першоджерелом є надмірно великі величини горизонтальних поперечних сил, що передаються рухомим складом рейкам, а також надмірно велика витрата енергії на тертя гребенів коліс об рейку.

Нерідко вважають, що однією з причин технічних відмов колії, є невдалий початковий проектний контур гребенів коліс. Це, можливо, вірно тільки для початкової стадії експлуатації при значеннях зносу гребенів не більше одного міліметра. Потім, буквально через місяць роботи колісних пар, гребені різних коліс мають зноси, які розрізняються, що змінює їх первинні форми. Це явище спостерігається на всіх без виключення вітчизняних і численних різних профілях коліс, які експлуатуються використовуються на зарубіжних залізницях. Більш того, після закінчення деякого порівняно короткого терміну експлуатації, профілі гребенів одного колеса відрізняються від профілю іншого в тому ж візку або навіть від профілю іншого колеса на тій же колісній парі.

Річ у тому, що силова взаємодія гребенів коліс і рейок залежить від тих з'єднань, допусків утримання, які мають місце в даному візку в кожний момент часу, які безперервно змінюються по руху слідування коліс по рейках, а також деякими відмінностями в механічних характеристиках сталі на різних колесах і т.п.

З цього з повною очевидністю витікає, що всякого роду пропозиції щодо удосконалення профілю гребенів коліс, принципових змін положення в більшості технічних відмов колії (по розладах колії в плані, порушеннях стійкості колії і т.п.) дати не можуть. Їх реалізація не зможе скільки-небудь помітно вплинути і на зміну інтенсивності технічних відмов, оскільки кількість коліс які мають початко-



вий профіль гребеня, у відносній мірі завжди дуже мала.

Ефективність таких заходів для зниження інтенсивності бічного зносу рейок коліс також буде невелика, оскільки будь-який початковий профіль гребеня після його зносу всього на 1-2 мм вже має нову конфігурацію. Але це, звичайно, зовсім не означає, що взагалі процеси контакту гребенів коліс і рейок не регульовані іншими способами. Такими «регуляторами» можуть бути, наприклад, заходи по зменшенню кутів набігання коліс на рейки, заходи по відносному рівню їх прокозвання і т.п., які істотно залежать від норм і допусків утримання рухомого складу і колії. Отже, зменшення відмов рейок в кругових кривих малого радіусу колісних пар вагонів можливі, в основному, за рахунок:

- зменшення значень направляючих, бічних і рамних сил нижче за деякі критичні рівні, при яких забезпечується безпечно і економічно допустиме функціонування колії і рухомого складу;

- зменшення витрат енергії на тертя гребенів коліс і самих коліс по їх поверхні катання до значень нижче критичного, при якому знос з інтенсивних форм переходить вже в повільний і прийнятний по економічних показниках. Це потребує не тільки зменшення рівня поперечних горизонтальних сил, що передаються колесами рейкам, але і обмеження значень кутів їх набігання на рейки.

Цим напрямом вдосконалення взаємодії рухомого складу і колії в умовах кругових кривих малого радіусу і присвячена дана робота. При цьому можна буде визначити пріоритети в дотриманні різних допусків утримання рухомого складу і колії, і залежності між величинами допусків, що характеризують параметри взаємодії колії і рухомого складу.

Ключовою задачею в рішенні проблеми розробки заходів, що дозволяють істотно зменшити інтенсивність технічних відмов колії при русі рухомого складу, внаслідок несприятливих умов їх взаємодії в кривих ділянках колії малого радіусу, є пошук методів і засобів, що дозволяють розкрити з великою точністю сутність і перебіг динамічних процесів, що виникають при русі потягів по таких ділянках.

Ці методи і засоби повинні давати не тільки якісну, але і кількісну інформацію про ці процеси цілком адекватну тому, що має місце в природі; вкрай необхідно, щоб

ця інформація мала вид осцилограм, що зображають перебіг динамічних процесів в часі, а в чисельному вигляді видавалися експериментальні значення досліджуваних величин. Об'єм технічної інформації, що вводиться в дослідження, який описує значення параметрів і характеристик різних зв'язків системи повинен бути достатньо великим і охоплювати практично всі деталі конструкцій колії і рухомого складу. До того ж цей метод повинен володіти великою швидкістю, оскільки для успішного завершення досліджень необхідно виконати великий об'єм робіт: досліджувати вплив на динамічні процеси взаємодії колії і рухомого складу при зміні великого числа допусків, їх комбінацій, а також умов руху рухомого складу.

Розробка такого методу, засобів для його реалізації до останніх років здавалася неможливою і недосяжною.

Навіть один з останніх офіційних документів, який регламентує встановлені допуски при відступах в поточному утриманні колії [2], базувався на методі розрахунку вписування рухомого складу в кругові криві, основи якого були розроблені ще в 1903 р. в Росії К.Ю. Цеглинським, а в Німеччині – Р. Юбеллакером. Звичайно, в цих перших в світі дослідженнях руху екіпажів по кривих, автори не враховували, оскільки вони тоді і не могли враховувати, важливі деталі в конструкціях екіпажів і наявність нерівностей колії в плані. Проте вже тоді вони ясно представляли одну вельми важливу особливість руху екіпажа по кривій: лінійна швидкість руху екіпажа  $V = \Omega \cdot R$  і лінійна швидкість на поверхні бандажів коліс, що обертаються  $V_k = \omega \cdot r$ , різні. Тут  $\omega$  і  $\Omega$  відповідно кутова швидкість обертання колісної пари і кутова швидкість переміщення екіпажа по кривій щодо її центру, а  $r$  і  $R$  радіус по колу катання колеса і радіус кругової кривої.

В подальшому, приведена вище рекомендація авторів способу, багатьма дослідниками була забута або ігнорувалася. Звичайно приймалося, що  $\Omega \cdot R = \omega \cdot r = V$ , коефіцієнти тертя ковзання коліс по рейках приймалися однаковими, тобто по суті розрахункова схема представляла екіпаж як систему з колесами, що практично не обертаються.

І ще, у всіх розрахунках «вписування», що раніше застосовувалися по цьому методу, в криві виключалася з розгляду найзначущіша і вагома складова попереч-

них і бічних сил – горизонтальні сили інерції необрессоренних мас колісних пар і жорстко приєднаних до них мас візка; тим часом ці сили інерції можуть перевищувати основні сили, що направляють екіпаж по кривій іноді вдесятеро. Слід зазначити, що робилися спроби враховувати ці сили методами розрахунку, які використовуються при розрахунках вертикальних сил інерції безпружних мас коліс рухомого складу і методами квазістатичного вписування в плавні ізольовані нерівності колії в плані; при цьому передбачалося, що екіпаж рухається по прямій ділянці колії, а гребені коліс на всьому протязі нерівностей колії в плані не втрачають контакту з бічними гранями зовнішньої рейкикривої [2, 3].

Не враховувалося і те, що в деяких місцях нерівностей гребені коліс втрачають контакт з рейкою, а потім далі за рахунок удару (ударної взаємодії) відновлюють з нею контакт, що призводить до поперечних горизонтальних коливань необрессореної маси і рейкошпальної решітки. З подальшого викладу буде цілком очевидна виключно велика складність даних динамічних процесів і, природно, великі складнощі при вирішенні такого роду задачі.

Її вирішення виявилось можливим лише методами математичного моделювання з використанням сучасної комп'ютерної техніки. Насправді, в такого роду моделюванні залізничної колії, кожен одиницю рухомого складу, кожний їївізок, а також основні елементи візків необхідно представити, як комплексну систему з великого числа елементів з будь-якими видами нелінійних зв'язків між ними, кінематичними і іншими обмеженнями елементів в їх переміщеннях; тобто алгоритм і програма такого роду досліджень практично повинні бути адекватні натурним фізичним процесам, що відбуваються в дослідженнях з реальними конструкціями колії і рухомого складу. При цьому на математичних моделях досліди проводяться при точно заданих початкових даних; тим часом відомо, що в дослідженнях на натурних зразках встановити точно початкові дані кожного дослідження просто неможливо. По швидкості виконання досліджень на комп'ютері, можливостям швидкої зміни початкових даних в експерименті, отриманню результатів досліджень при мінімальних матеріальних і грошових витратах, математичне моделювання значно перевершує метод натурних експериментів.

## 1.2 Аналіз фактичних умов експлуатації колій в кривих малих радіусів на залізницях України

Загальна протяжність ділянок кривих з радіусом 450 м та менше станом на 2017 рік складає 3514 км, в тому числі 2280 км (65 % загальної протяжності) знаходиться на Львівській залізниці (табл. 1.1)

Таблиця 1.1

Протяжність кривих з радіусами 450 м та менше на залізницях України

Залізниця	Довжина кривих з $R \leq 450$ м, км	У тому числі з радіусами		
		450-350 м	350-300 м	< 300 м
Донецька	178	90	45	43
Південна	157	77	41	39
Придніпровська	99	53	29	17
Одеська	320	184	87	93
Південно - Західна	480	241	144	95
Львівська	2280 (65 %)	630	425	1225
Разом	3514	1275	771	1482
%	100	36	22	42

Слід зазначити, що криві малих радіусів на Львівській залізниці знаходяться в гірських районах, де взаємодія колії і рухомого складу ускладнюється наявністю значних поздовжніх сил, викликаних ухилами залізничних ліній. 1482 кілометри приходить на криві з радіусами менше 300 м (42 %) і 77 км (22 %) – криві з радіусами 300-350 м.

В табл. 1.2 приведено розподіл протяжності кривих з радіусами 450 м і менше в залежності від значень вантажнапруженості ліній і фактичних швидкостей руху пасажирських і вантажних поїздів.

Більше 80 % протяжності кривих малих радіусів розташовані на лініях з вантажнапруженістю 15 млн. ткм брутто/ км за рік менше, у тому числі майже 70 % – з вантажнапруженістю менше 5 млн. ткм брутто/ км за рік. Тільки 0,6 % протяжності кривих малих радіусів знаходиться на ділянках з важкими умовами з вантажнапруженістю більше 50 млн. ткм брутто/ км за рік, 53 % протяжності таких

кривих знаходиться на ділянках, на яких реалізується швидкість руху 25-40 км/год вантажних поїздів і 40-60 км/год пасажирських. Крім того, не більше чим на 27 % протяжності кривих фактично реалізовувана швидкість руху вантажних поїздів 40-60 км/год, пасажирських 60-80 км/год.

Таблиця 1.2

Розподіл протяжності кривих з радіусами 450 м і менше на залізницях України

Залізниця	Загальна довжина кривих $R < 450$ м, км	По величинам вантажонапруженості (млн. ткм брутто/км за рік)					По швидкостями руху поїздів вантажних/пасажирських км/год				
		<5	5-15	15-30	30-50	>50	$< \frac{40}{25}$	$< \frac{60}{40}$	$< \frac{80}{60}$	$< \frac{100}{80}$	$> \frac{100}{80}$
Донецька	178	139	22	16	1	0	55	85	24	6	-
Південна	157	80	32	20	24	1	17	69	61	10	-
Придніпровська	99	6	58	19	13	3	3	66	27	3	-
Одеська	320	165	67	50	28	10	76	213	70	5	-
Південно-Західна	480	315	105	54	6	0	16	343	104	17	-
Львівська	2280	1681	152	245	194	8	406	1086	676	74	-
Разом	3514	2386	436	404	266	22	573	1862	962	115	-
%	100	67,9	12,4	11,5	7,6	0,6	16,3	53,0	27,4	3,3	

По кривих малих радіусів обертаються різні локомотиви – електровози типів ЧС 2, ЧС 4, ЧС 7, ЧС 8, ВЛ 8, ВЛ 10, ВЛ 11, ВЛ 60, ВЛ 80, ВЛ 82; тепловози ТЭ 3, ТЭ 10, ТЭ 116, ТЭП 60, ТЭП 70 та інші.

Рух по всіх ділянках, де знаходяться криві малих радіусів, змішаний, вантажний і пасажирський, проте основну частину вантажонапруженостей (більш 80 %) формують перевезення, які виконуються чотиривісними вантажними вагонами.

В кривих малих радіусів експлуатується ланкова колія – 2703 км (77 % протяжності таких кривих) і безстикова – 811 км (23 %). При цьому протяжність колії на дерев'яних шпалах складає 1722 км (49 %) і на залізобетонних різних типів 1792 км (51 %). Таким чином, на дорогах України експлуатується 981 км ланкової колії на залізобетонних шпалах в кривих з радіусами 450 м і менш (табл. 1.3).

Потрібно звернути увагу на той факт, що 1552 км (90 %) протяжності ланкової колії на дерев'яних шпалах в кривих малих радіусів експлуатується на Львівській залізниці.

Основним типом рейок в кривих малих радіусів є рейки Р65 – 2785 км (79 %), колія в кривих з рейками Р50 складає 529 км (16 %). Крім того, на Львівській залізниці в таких кривих укладено 200 км колії з рейками Р 43 (табл. 1.4).

Таблиця 1.3

## Конструкції колії і типи шпал в кривих малих радіусів, км

Залізниця	Довжина кривих з $R \leq 450$ м	Конструкція колії		Шпали	
		ланкова	безстикова	залізобетонні	дерев'яні
Донецька	178	114	64	126	52
Південна	157	102	55	149	8
Придніпровська	99	36	63	94	5
Одеська	320	226	94	255	65
Південно-Західна	480	243	237	440	40
Львівська	2280	1982	298	728	1552
Разом	3514	2703	811	1792	1722
%	100	77	23	51	49

Таблиця 1.4

## Типи рейок і проміжних скріплень в кривих з радіусами 450 м і менше

Залізниця	Протяжність колії з рейками типів, км			Протяжність колій з типами проміжних скріплень, км			
	Р65	Р50	Р43	КБ	СКД65-Б	КПП-5	ДО
Донецька	160	18	-	119	3	9	47
Південна	157	0	-	138	11	3	5
Придніпровська	99	0	-	73	9	12	5
Одеська	271	49	-	222	37	9	52
Південно-Західна	468	12	-	407	31	24	18
Львівська	1630	450	200	300	195	309	1476
Разом	2785	529	200	1259	286	366	1603
%	79	16	5	36	8	10	46

Самим найпоширенішим проміжним скріпленням при дерев'яних шпалах є скріплення типу ДО, крім того близько 120 км експлуатується з скріпленням типу СКД65-Д. При залізобетонних шпалах в кривих з радіусами 350-450 м використовується, в основному скріплення типу КБ – 1259 км (36 % загальної протяжності кривих малих радіусів) і скріплення КПП-5. В кривих з радіусами менше 350 м застосовуються скріплення СКД65-Б і, в порядку дослідження, КПП-5-К.

### 1.3 Аналіз розвитку теорій взаємодії колії та рухомого складу в кривих

У 1835 р. відомий інженер-колійник П.П. Мельников розглядав у своїх розрахунках рейки як розрізну балку на двох непружних опорах. В 1859 р. Д.І. Журавський, 1868 р. Г. Пуанкер, 1874 р. Ф. Энрольд перейшли до розрахунків рейки як нерозрізної балки, що лежить на багатьох непружних опорах. З 1888 р. Ф. Циммерман, А.А. Холодецький, В.Г. Бобільов, В.В. Грігорьев здійснили перехід до розрахункової схеми рейки як балки, що лежить на багатьох пружних опорах. В 1895 р. С.Н. Смірнов сформулював головні правила вписування екіпажів в криві.

На початку ХХ століття даним питанням займалися К.Ю. Цеглинський (1903 р.), А.Е. Раєвський (1910 р.), Х. Хейман (1913 р.), Н.Т. Матюшин (1917 р.). Вони продовжили вирішення практичних завдань, пов'язаних з геометрією проходження екіпажів кривих ділянок колії. У 1906 р. Н.П. Петров сформулював теорію взаємодії колії і рухомого складу виконав розрахунок рейки як балки на пружній основі. А.Л. Васютинський (1899 р.), С.П. Тимошенко (1905 р.), А.М. Годицький-Цвірко (1915 р.) ґрунтуючись на дослідях і беручи розрахункову схему колії, як балки, що лежить на суцільній пружній основі, суттєво вдосконалили розрахунки сил інерції необресорених мас, дали оцінку впливу вібрації на ці сили. Починаючи з 1926 р. С.П. Тимошенко розробив найбільш застосовну до теперішнього часу, теорію кручення рейки під дією горизонтальних поперечних сил [3], яку доповнили в 1931 р. А.М. Годицький-Цвірко [4], С.А. Степкін, 1941 р. Г.М. Шахунянц, Д.Г. Голованов, 1938 р. М.Л. Корольов, 1950 р., М.І. Кулагін, 1950 р. Н.К. Снітко.

В 1951 р. О.П. Єршков, вирішуючи задачу при вигін і кручення рейки у використанні до балки на пружній основі, виконав аналіз можливості сумісного або

роздільного розгляду деформацій горизонтального вигину і кручення. Як один з висновків в роботі наголошується, що сумісне і роздільне рішення дають близькі між собою і практично прийнятні результати [5].

В подальшому О.П. Єршков провів детальні дослідження характеристик просторової жорсткості рейкових ниток, необхідних для практичного вирішення задач про вигін і кручення рейки, як балки на пружній основі. Він вніс значний внесок в розробку теорії руху екіпажів в кривих ділянках колії, розробив узагальнений аналітичний метод визначення поперечних сил в кривих і методику визначення бічної дії на колію різних екіпажів графо-аналітичним способом за допомогою так званих графіків-паспортів [5, 6]. Ще в 1948 р. О.П. Єршков вперше в практиці розрахунків колії теоретично визначив імовірність поєднання різних динамічних чинників при визначенні сил, діючих на колію.

Ідеї академіка Н.П. Петрова про необхідність обліку характеру вірогідності динамічних навантажень вперше реалізовані О.П. Єршковим, одержали глибокий і всебічний розвиток в роботах Е.М. Бромберга [7], А.А. Холодецького [8, 9] і Г.М. Шахунянца [10]. Фундаментальне узагальнення і розвиток цього підходу в розрахунках динамічних навантажень було виконано М.Ф. Веріго [11].

Великий внесок у розвиток теорії взаємодії колії і рухомого складу зробили академік В.А. Лазарян, професори С.В. Амелін, Н.А. Ковальов, С.М. Куценко, М.П. Смірнов, М.А. Фрішман, М.А. Чернишев, В.Ф. Яковлєв [12-14].

На підставі виконаних досліджень були розроблені «Правила виконання розрахунків колії на міцність», затверджені в 1954 році.

Професор Е.І. Даніленко і професор В.В. Рибкін в 2004 році розробили «Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість» [15] для магістральних залізниць України, в яких загальні положення розрахунку колії, як балки на суцільній пружній основі, були збережені. В Правилах використані нові підходи до визначення модулів пружності рейкової основи, приведені дані про жорсткість сучасних конструкцій проміжних рейкових скріплень і шпал в різних умовах. Принципово новими в «Правилах розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість» є розрахунки повздовжніх сил, діючих на колію збоку рухомого складу, розрахунки стійкості плітей безстикової колії.

Д.т.н., проф. Е.І. Даніленко є провідним фахівцем в галузі залізничної колії і колійного господарства на Україні. Його наукові праці і теоретичні розробки ви-



значили технічну політику магістральних залізниць України в сферах розробки сучасних конструкцій проміжних рейкових скріплень [16-18]. Наукові положення робіт [19-21], фундаментальна робота [22] є основою розрахунків, проектування, виготовлення і експлуатації стрілочних переводів як для магістральних залізниць, так і для промислового залізничного транспорту. Також не можна не відмітити значний внесок проф. Е.І. Даніленко в розвиток теорії взаємодії колії і рухомого складу. Він є автором більше 15 галузевих нормативних документів.

Наукова школа кафедри колії Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. Лазаряна, яку створили академік В.А. Лазарян і професор М.А. Фрішман, бере найактивнішу участь в розробці основних положень і в створенні математичного забезпечення теорії взаємодії колії і рухомого складу. Слід відзначити роботи академіка В.А. Лазаряна, професора М.А. Фрішмана, професора В.В. Рибкіна, професора В.Д. Дановича, І.А. Літіна, В.В. Львівського, О.М. Патласова, В.Н. Понирко, М.П. Настечика [23-27].

М.Ф. Веріго було виконано та поширено фундаментальне узагальнення і розвиток ймовірно-статистичного підходу до визначення напружень в елементах колії, а глибоке дослідження задач взаємодії колії і рухомого складу методами статистичної динаміки і теорії випадкових функцій, було проведене професором О.Я. Коганом [28], все це було взято в основу програмного пакету «Взаємодія екіпажа і колії при просторових коливаннях рухомого складу» (ВЕІК), який був розроблений у ВНДІЗТі. В основі програмного пакету лежить математична модель, в якій просторові коливання екіпажа розкладені на дві незалежні групи – вертикальні і горизонтальні. Результати розрахунків по кожній з груп коливань об'єднуються з використанням принципу суперпозиції. Залізнична колія в пакеті ВЕІК розглядається як балка, що лежить на суцільній пружній основі, яка має постійну по довжині колії масу, жорсткість і демпфування, приведеним до нейтральної вісі рейки.

При дослідженнях коливань у вертикальній площині система «екіпаж–колія» вважається повністю лінійною і для її аналізу застосовується апарат спектральної теорії випадкових процесів.

Слід зазначити, що програмний пакет ВЕІК створювався у 80-х роках ХХ століття, коли можливості ЕОМ та їх програмного забезпечення не дозволяли в чисельному вигляді вирішувати велику кількість диференціальних рівнянь

2-3 порядків. Тому порівняно прості рівняння, що були закладені в алгоритми програм пакету ВЕІК, потребували надзвичайно складні математичні викладення для їх отримання. Одна з перших версій пакету ВЕІК була реалізована на мові Фортран IV для ЕОМ серії СС.

Розробка програмного пакету «ВЕІК», теоретичні розробки, що були закладені в його основу, дозволили вирішувати широкий круг задач взаємодії колії і рухомого складу, напружено-деформованого стану, як елементів верхньої будови колії, так і земляного полотна.

Кажучи про взаємодію колії і рухомого складу в кривих, професор М.Ф. Веріго особливо підкреслював, що застосування методів квазістатичного вписування з використанням для цього поняття «полюс повороту екіпажа» (метод Цеглінського) було вимушеною необхідністю. Тільки розгляд екіпажа, як системи із значною кількістю елементів, зв'язаних між собою кінематично нелінійними зв'язками, що вимагає складання системи з 15-20 диференціальних рівнянь з обов'язковим включенням в алгоритм елементів логіки, здатний адекватно відповісти натуральним процесам. Програма розрахунків [29] була складена на мові Фортран IV для персональних комп'ютерів ІВМ 386/387. Її використання дозволило виявляти цілий ряд чинників, що впливають на характер динаміки вагонів в кривих [30, 31].

Таким чином, в дослідженнях взаємодії колії і рухомого складу, розрахунках напружено-деформованого стану колії застосовується схема рейки як балки на пружній основі. Це викликано, перш за все, зручністю і простотою рішень. Наприклад, для вирішення задачі про вимушені або власні коливання колії в одній площині достатньо зіставити одне диференціальне рівняння четвертого ступеню, яке розв'язується аналітично тим або іншим способом, іноді із застосуванням апарату спектральної теорії випадкових чисел [32-36].

Безумовно, цей підхід був обумовлений в першу чергу відсутністю достатньо потужних обчислювальних засобів і відповідного програмного забезпечення для чисельного вирішення великої кількості диференціальних рівнянь в нелінійній постановці. Як визначив професор М.Ф. Веріго [37], саме такий підхід є необхідним для опису процесів динаміки колії і екіпажів.

Більшість дослідників виказує думку, що одержані результати дають цілком хорошу збіжність з даними експериментів для умов магістральних залізниць.

Проте ще в 1939 р. професор Г.М. Шахунянц, аналізуючи результати розрахунків, які були одержані С.А. Стьопкіним при розрахунках рейки, як балки на пружній основі при її крученні, відзначив, що одержані в цій роботі дані є явно перебільшеними відносно даних експериментів. Г.М. Шахунянц зробив припущення про те, що причиною виявилось використання саме такої розрахункової схеми [38, 39].

У другій половині ХХ століття дослідженнями розрахункової схеми рейки займалися видатні вчені. В.І. Ангелейко отримав рішення задачі при горизонтальному згині і крученні рейки, застосовуючи також розрахункову схему рейки, як балки на пружних опорах з урахуванням характеристик жорсткості проміжних рейкових скріплень. При розрахунках по черзі використовувалися схеми однопролітної, трипролітної, п'ятипролітної балок на пружних опорах для послідовного наближення до необхідної точності рішення [40-43].

Проф. Ю.Д. Волошко в роботі [30] виконав статистичний розрахунок рейки, як балки на пружних опорах, жорсткість яких має статистичний характер. На підставі розрахунків встановлено, що зміна жорсткостей опор і відстаней між ними, може викликати збільшення згинаючих моментів в рейках на 12 %, а навантажень на шпалах – до 29 %.

Проф. В.В. Рибкін і інж. В.І. Клімов [44] ввели в статичний розрахунок рейки, як балки на дискретних опорах, нелінійність їх жорсткості.

Автори роботи [45] на підставі даних порівняльних розрахунків на дію статичних навантажень зробили висновок про те, що максимальний згинаючий момент і найбільше прогинання балки на нелінійних опорах більше, ніж на суцільній пружній основі, відповідно на 12,3 і 29,3 %. Істотно розрізняється і форма вигину таких балок.

Можна припустити, і ці припущення підтверджуються проведеними рядом авторів дослідженнями, що в умовах промислового транспорту недоліки розрахункової схеми рейки, як балки на пружній основі, виявляються набагато більшою мірою [46-47]. На думку професора С.П. Першина «при збереженні традиційної багато опорної конструкції колії неминуче повернення до дискретних моделей». Тим, паче, що витіснення дискретної основи безумовно було викликано обчислювальними труднощами [48].

Професор В.Ф. Яковлев, який є відомим фахівцем в галузі залізничної колії

для промислових підприємств, кажучи про використання розрахункової схеми рейки, як балки на пружній основі, для умов промтранспорту підкреслював, що такі розрахунки мають високий ступінь ідеалізації силових чинників, конструктивного оформлення колії та її стану. З цієї причини, наприклад, виключається можливість рішення задач при нерівнопружній підрейковій основі.

Проф. В.Ф. Яковлев, проф. М.С. Нікеров, к.т.н. І.І. Семенов розробили розрахункову схему рейкошпальної решітки, як просторової стержневої системи. Основними елементами цієї схеми є стержні-рейки, що спираються на окремо стоячі стержні-шпали. Елементи решітки (рейки і шпали) знаходяться в різних рівнях. З'єднання рейок з шпалами, яке забезпечується вузлами проміжних скріплень, замінено дією просторових пружних зв'язків, кількість яких дорівнює шести – три реактивні сили і три реактивні моменти. Стержні-шпали спираються на основу, яка має пружні властивості в трьох напрямках. Передбачається двобічний пружний зв'язок шпал з основою. Пружні характеристики баластної основи не залежать від деформацій шпал.

Для розрахунків напружено-деформованого стану системи під дією довільно орієнтованого статичного навантаження використовується метод сил в матричному формулюванні для стержневих систем.

Подальшим розвитком методу розрахунку колії як просторової системи на дію довільно орієнтованих статичних навантажень є варіаційний метод розрахунку, який розробив К.Д. Белих [49-52]. Розрахунок зусиль в елементах верхньої будови колії виконується з використанням варіаційного методу Лагранжа.

О.М. Даренський в роботі [53-55], для умов колій промислових залізниць, розробив моделі та методи досліджень сил взаємодії рухомого складу і колій, а також розрахунків напружено-деформованого стану залізничної колії із застосуванням просторової розрахункової схеми колій у вигляді балок-рейок, які спираються на пружно-дисипативні опори-шпали з нелінійними характеристиками.

Удосконалена модель та метод визначення просторових пружно-динамічних характеристик дискретних рейкових опор з урахуванням умов і термінів їх експлуатації, в залежності від рівня діючих сил. Обґрунтовано і розроблено комплекс математичних моделей просторової динамічної системи «екіпаж–колія» з урахуванням особливих характеристик спеціального і спеціалізованого рухомого складу на промисловому транспорті. Розроблено функціональні моделі елементів верхньої будови колій, рейок, елементів скріплень, шпал, баласту на основі викорис-

тання методу кінцевих елементів (МКЕ) та узагальнено метод синтезу моделей елементів верхньої будови колії МКЕ на основі формування модульної концепції моделювання.

#### **1.4 Висновки за розділом 1, мета і завдання досліджень**

Аналітичний огляд стану проблеми підвищення ресурсів роботи рейок в кривих малих радіусів на залізницях України, який було проведено в цьому розділі, дозволяє зробити наступні висновки:

1) Починаючи з середини 80-х років ХХ століття, на магістральних залізницях колишнього СРСР, у тому числі на залізницях України, відбулося різке зростання інтенсивності технічних відмов колії в кривих радіусами 450 м і менше по бічному зносу рейок (дефект 44) і по дефектам контактно-втомного походження (дефекти 10, 11, 17, 18). Не дивлячись на паліативні заходи (лубрікація рейок і гребенів коліс), які є найбільш розповсюдженими, з 2012 по 2016 рік на залізницях України налічувалося від 2145 до 3400 рейок з дефектами по рисунку 44.

2) Можна припустити, що основною причиною інтенсифікації бічного зносу рейок і їх пошкодження дефектами контактно-втомного походження стало істотне зростання горизонтальних динамічних поперечних сил, у тому числі ударного характеру, викликаних зниженням вимог (особливо в 80-х роках ХХ століття) до утримання колії в плані в кривих ділянках.

3) Найефективнішим методом рішення вказаної проблеми є комплексна оптимізація норм і допусків утримання колії в кривих малих радіусів, яка дозволить знизити рівень горизонтальних поперечних сил. Такий метод може бути швидко реалізований і дасть прямий технічний і економічний ефект.

4) 65 % кривих з радіусами 450 м і менше знаходяться на Львівській залізниці, де такі криві поєднуються із значними поздовжніми ухилами. Це приводить до зростання динамічних сил взаємодії колії і рухомого складу, зростанню, у тому числі, горизонтальних поперечних сил, діючих на колію. Про це, побічно, свідчить той факт, що до 70 % рейок з дефектами по рисунку 44 (боковий знос рейок) експлуатуються на Львівській залізниці.

5) Більш 80 % протяжності кривих з радіусами 450 м і менше знаходяться на ділянках з вантажонапруженістю до 15 млн т км брутто/ км за рік. Майже на 70 %

протяжності таких кривих реалізуються швидкості руху до 60 км/год. пасажирськими поїздами і до 40 км/год. вантажними. Основним типом рухомого складу, який формує вантажонапруженості ділянок, є чотиривісні вантажні вагони з візками ЦНП-ХЗ-0 з осьовими навантаженнями 210 кН. Осьові навантаження локомотивів, які обертаються по кривих малих радіусів не перевищують 230 кН.

6) На 77 % (2703 км) протяжності кривих з радіусами 450 м і менше укладена ланкова колія, безстикова 23 % (811 км). Протяжність ділянок на яких укладені залізобетонні шпали 1782 км, дерев'яні на 1722 км, при цьому 1522 км колії в кривих малих радіусів на дерев'яних шпалах експлуатуються на Львівській залізниці (90 %). Таким чином, на залізницях України експлуатується 981 км ланкової колії на залізобетонних шпалах в кривих малих радіусів. Це складає майже 30 % протяжності таких кривих.

7) Найпоширенішим типом рейок в кривих малих радіусів (79 %) є рейки типу Р65. Рейки типу Р50 укладені на 529 км колії в кривих малих радіусів (16 %).

Найпоширенішим типом проміжних скріплень для залізобетонних шпал є скріплення типу КБ – 1259 км, яке вкладається в криві з радіусами 350-450 м. Для дерев'яних шпал найпоширенішим типом скріплень є скріплення типу ДО – 1603 км. Скріплення типу КПП-5 укладено на 366 км (10 %), СКД65-Б на дерев'яних і залізобетонних шпалах – 286 км (8 %). Аналіз виконаних по темі дисертації досліджень показав, що основною метою дисертації, направленої на підвищення ресурсів роботи рейок в кривих малих радіусів на магістральних залізницях України, повинно бути виявлення впливу норм і допусків утримання рейкової колії на величини горизонтальних поперечних сил в таких кривих і розробка рекомендацій по оптимізації таких норм і допусків.

Основними методами досліджень, які прийняті в дисертаційній роботі, є чисельні дослідження, які базуються на математичних моделях і методах розрахунків просторової динамічної системи «екіпаж–колія». В основу цих моделей і методів покладена просторова розрахункова схема колії у вигляді балок-рейок великої довжини, які спираються на багато пружно-дисипативних опор-шпал. Такі моделі і методи прийняті тому, що методи розрахунків, викладені в [15] не дозволяють розраховувати значення горизонтальних поперечних сил взаємодії колії і рухомого складу. Крім того, як вже наголошувалося, в складних умовах експлуатації колії в кривих малих радіусів розрахункова схема колії, як балки на суцільній

пружній основі, надмірно ідеалізує стан колії і не дозволяє враховувати вплив вертикальних сил взаємодії на величину горизонтальних поперечних сил.

Для досягнення мети в роботі було поставлено наступні головні задачі:

1. Адаптація математичної моделі просторової динамічної системи «екіпаж–колія», основні положення якої викладено в [53], для умов експлуатації магістральних залізниць в кривих малих радіусів, у тому числі на великих ухилах.

2. Дослідження формування просторових жорсткостей рейкових опор і їх дисипативних характеристик для умов магістральних залізниць при використанні дерев'яних тазалізобетонних шпал зі скріпленнями типу ДО, СКД65-Б, СКД65-Д, КБ і КПП-5.

3. Чисельні дослідження динамічних горизонтальних поперечних сил, діючих на колію в кривих малих радіусів. Виявлення впливу на величини цих сил і характер їх прояву ширини колії, положення рейкових ниток за рівнем, періодичних і локальних нерівностей плану, локальних нерівностей в колії. Дослідження впливу гальмівних процесів на дію рухомого складу на колію в гірських умовах.

4. Проведення експериментальних робіт в лабораторних умовах і в колії для визначення розрахункових характеристик рейкових опор в процесі експлуатації. Проведення експериментальних робіт з метою перевірки результатів теоретичних розрахунків.

5. Розробка практичних рекомендацій для комплексної оптимізації норм і допусків по утриманню залізничної колії в кривих для зменшення кутів набігання коліс на рейки, зниження рівня їх підсковзування та інші. Це дасть можливість зменшити значення горизонтальних поперечних сил нижче за критичні рівні, при яких забезпечується безпечно і економічно раціональне функціонування колії. Крім того, передбачається скорочення витрат енергії на тертя гребенів коліс по рейках до значень, при яких знос з інтенсивних форм переходить в прийнятний по економічних показниках.

## Р О З Д І Л 2

### МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІЇ І РУХОМОГО СКЛАДУ В КРИВИХ

#### 2.1 Вибір розрахункової схеми динамічної системи «екіпаж–колія». Загальні положення і допущення математичної моделі системи

В більшості досліджень, в яких розглядалися питання взаємодії колії і рухомого складу, визначалися вертикальні або горизонтальні поперечні сили, діючі на колію при русі екіпажів в прямих і кривих ділянках колії. В них приймалися моделі, що описують плоскі коливання [37, 56-65]. Ці моделі були розроблені в припущенні, що рух системи в різних площинах слабо пов'язаний між собою. Для досліджень багатьох процесів динаміки рухомого складу такі положення є прийнятними.

Численні експерименти [66-71] показали, що залежно від стану колії, співвідношення величин нерівностей в плані і профілі, а також швидкостей руху, визначаючими можуть бути коливання екіпажа у вертикальній, або в горизонтальній площині. В більшості випадків конструкції ресорного підвішування екіпажів виконані так, що вони передбачають амортизацію вертикальних або горизонтальних коливань. Відповідно до цього склалася тенденція вести розрахунки і визначати параметри взаємодії колії і рухомого складу, в одній з площин симетрії екіпажа. Наявність такої тенденції раніше виправдовувалася відсутністю достатньо потужних обчислювальних засобів і прагненням одержати залежності формул, які описують процес, що досконально вивчається.

Проте, в умовах кривих малих радіусів необхідно враховувати істотні нелінійності залежностей, у тому числі нелінійності розривного типу, оскільки тільки нелінійна модель може адекватно описати взаємодію елементів в динамічній системі «екіпаж–колія». Оскільки для нелінійних систем принцип суперпозиції не може бути використаний, дослідження взаємодії колії і спеціального рухомого складу, оцінку динаміки екіпажа з нелінійними просторовими силовими і кінема-



тичними зв'язками, слід проводити на нелінійній просторовій моделі.

В якості базової в роботі розглянута розрахункова схема чотиривісного екіпажа, оскільки основна частина силового впливу на колію здійснюється саме такими екіпажами.

Одним з головних питань, що виникають при складанні рівнянь руху залізничного екіпажа є врахування сил тертя, що виникають на площадках контакту бандажів коліс і рейок. Вивченню таких сил було присвячено багато робіт.

Найважливішою, в даному випадку, є залежність коефіцієнта тертя  $f$  від величини відносного ковзання колеса і рейки  $\mathcal{V}$ , яка приведена на рис. 2.1 [72]. Криволінійну залежність можна апроксимувати трьома варіантами (рис. 2.1).

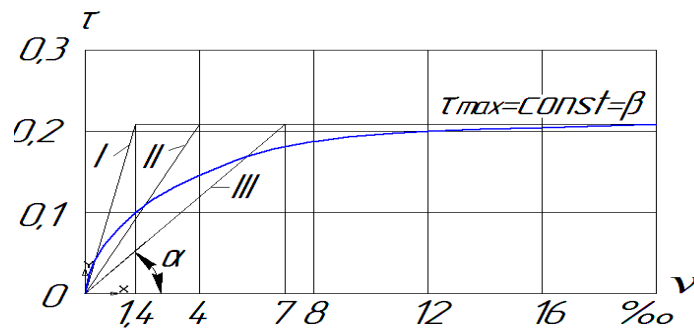


Рис. 2.1. Залежність коефіцієнта тертя від величини відносного ковзання колеса і рейки

Тоді значення коефіцієнта тертя можна приймати за формулами

$$1 \text{ варіант } \mathcal{V} \leq 0,0014 \quad \tau = 160 \mathcal{V}$$

$$\mathcal{V} > 0,0014 \quad \tau = R$$

$$2 \text{ варіант } \mathcal{V} \leq 0,004 \quad \tau = 55 \mathcal{V}$$

$$\mathcal{V} > 0,004 \quad \tau = R$$

$$3 \text{ варіант } \mathcal{V} \leq 0,007 \quad \tau = 31 \mathcal{V}$$

$$\mathcal{V} > 0,007 \quad \tau = R$$

де  $\mathcal{V}$  – питомий коефіцієнт кріпа  $R$ .

Проведені розрахунки показали, що величини відносного ковзання направляючих коліс двовісних візків з базою 1,85 м (база візків чотиривісних вагонів) в кривих з радіусами менше 350 м складає 0,001-0,003, а в кривих з радіусами 350-

600м – 0,002 і менше. Враховуючи, що апроксимація по першому варіанту підтверджується і іншими дослідниками [73-76], і зіставляючи граничні величини відносного ковзання з фактичними, можна прийти до висновку про те, що при русі в кривих з радіусами менше 600 м потрібно враховувати максимальне значення коефіцієнта кріпа.

Наступне принципове положення полягає у обов'язковому врахуванні пружних і дисипативних характеристик колії в динамічній системі «екіпаж–колія».

В плоских математичних моделях [37, 56, 66, 77-79] при визначенні сил взаємодії екіпажа і колії використовувалися характеристики «вертикальна жорсткість колії» і «горизонтальна жорсткість колії». Ці характеристики прийняті постійними, незалежними від сил взаємодії екіпажа і колії в іншій площині, не залежними від конструкції колії, плану лінії і інших параметрів.

В роботі [62] параметр, відповідний горизонтальній жорсткості колії по голові рейки, був одержаний в матричному вигляді на підставі досліджень коливань рейки при крученні і горизонтальному вигині при русі по ній змінних навантажень. Рейка розглядалася як балка, що лежить на суцільній пружній основі.

Проте, аналіз особливостей роботи колії в кривих малих радіусів (розділ 1) показує, що ці питання вимагають спеціального доопрацювання.

Такі основні положення, були прийняті при виборі розрахункової схеми і розробці математичної моделі динамічної системи «екіпаж–колія».

Головні допущення, які були прийняті в подальших розрахунках, зводяться в основному до наступних [53, 80-82]:

1. При розробці математичної моделі кузов екіпажа, обресорені і необресорені частини візка вважаються абсолютно твердими тілами, деформації яких не враховуються.

2. В екіпажі деформативність враховується тільки в підвісках, пружні елементи яких мають лінійні і нелінійні характеристики. Маса цих елементів не враховується.

3. Для спрощення розрахункової схеми приймається рівність параметрів однойменних елементів, тобто всі колісні пари, обресорені частини візка, ресорні

комплекти і т.п. мають однакові характеристики.

4. При визначенні горизонтальних силових реакцій між колесами і рейками враховується те, що у кожній колісній парі колеса жорстко сполучені з віссю і тому при русі екіпажа обертаються з однаковою кутовою швидкістю. З цього виходить, що при русі коліс однієї пари по внутрішній і зовнішній рейкам кривої моменти сил тертя коліс об рейки різні і на одному з коліс виникає дійсне тертя, а друге котиться по рейці, зберігаючи з нею пружний контакт.

5. В моделі враховується нестійкість екіпажа на п'ятниках, тобто можливість його «валяння» на ковзуні. Цей процес не тільки міняє вертикальні навантаження на колеса, але і міняє моменти опору кутовим переміщенням візків в горизонтальній площині.

6. Рейки вважаються балками великої довжини незмінного перетину, що лежать на опорах, які мають нелінійні пружно-дисипативні властивості у вертикальній і горизонтальній площинах.

7. У вертикальній площині колеса і рейки мають односторонній зв'язок.

8. Колія і екіпаж знаходяться в справному стані і повністю відповідають вимогам «Правил технічної експлуатації» (ПТЕ). Вертикальні і горизонтальні нерівності на колії задаються детерміновано. Нерівності на колесах (дисбаланс коліс і повзун на колесі) враховуються спеціальними розрахунками і задаються за призначенням.

9. Поздовжні сили, що діють на колію від рухомого складу (гальмівні сили, сили тяги), безпосередньо в математичній моделі не враховуються. Проте їх розрахунок проводиться по спеціальній блок-схемі (розділ 2.11).

Такі головні допущення, прийняті в математичній моделі. Інші допущення, які використовуються в роботі, вказані далі по ходу опису моделі.

## 2.2 Розрахункова схема підсистеми «екіпаж» і складання системи диференціальних рівнянь її руху

З урахуванням викладеного в [53, 80-82] на рис. 2.2 представлена прийнята розрахункова схема чотиривісного екіпажа, що враховує його просторові коливання.

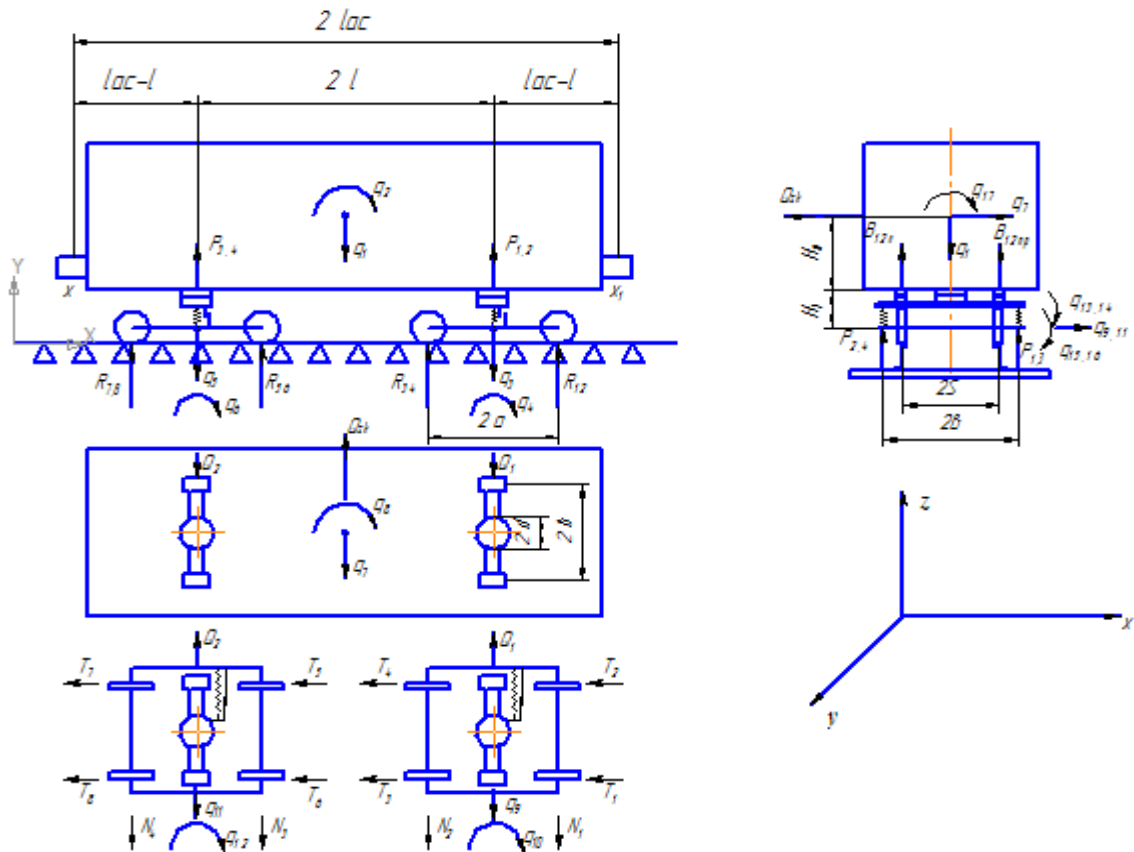


Рис. 2.2. Розрахункова схема чотиривісного екіпажа

Для вибраної розрахункової схеми і прийнятих систем координат складені диференціальні рівняння коливань екіпажа за принципом Д'Аламбера з використанням геометро-фізико-статичного правила, рекомендованого в [83-84] проф. А.А. Поповим. Для цього:

1) З геометричних співвідношень складена залежність деформацій зв'язків від заданих можливих приростів координат підсистеми.

2) Виходячи з фізичних законів, виражені реакції зв'язків і діючі на елементи підсистеми, сили інерції і моменти сил інерції через прирости координат, їх швидкості і прискорення.

3) Розрахункову схему було замінено силовою схемою, в якій відкинуті зв'язки замінили їх реакціями і в центрах мас прикладені сили інерції і моменти сил інерції. Для кожного елемента підсистеми записані рівняння статичної рівноваги, при цьому інерційні силові чинники враховувалися як реально діючі.

Диференціальні рівняння коливань одержані підстановкою в рівняння рівноваги (3) замість символів сил їх значення із співвідношень (2) і (1) через основні незалежні координати системи.

За умови, що екіпаж рухається з постійною швидкістю, його коливання по прийнятій розрахунковій схемі описуватимуться наступною системою диференціальних рівнянь

$$\begin{aligned}
 & 1) M\ddot{q}_1 + P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = M_g \\
 & 2) I_{zk} \cdot \ddot{q}_2 + \ell(P_1 + P_2) - \ell(P_3 + P_4) = 0 \\
 & 3) m_T \cdot \ddot{q}_3 - P_1 - P_2 = m_T g - R_1 - R_2 - R_3 - R_4 \\
 & 4) I_{yT} \cdot q_4 + m_T(\ddot{q}_3 - g) \cdot d \operatorname{sign}(q_4 - q_2) = a(R_3 + R_4) - a(R_1 + R_2) \\
 & 5) m_T \cdot \ddot{q}_5 - P_3 - P_4 = m_T \cdot g - R_5 - R_6 - R_7 - R_8 \\
 & 6) I_{yT} \cdot \ddot{q}_6 + m_T(\ddot{q}_5 - g) \cdot d \operatorname{sign}(q_6 - q_2) = a(R_7 + R_8) - a(R_5 - R_6) \\
 & 7) M\ddot{q}_7 + Q_1 + Q_2 = M \frac{V^2}{\rho_{xoz}} + Q_{yK} - Q_{hk} \\
 & 8) I_{zT} \cdot \ddot{q}_8 + Q_1 \cdot \ell - Q_2 \cdot \ell + M_{TP1} \operatorname{sign}(\dot{q}_8 - \dot{q}_{10}) + M_{TP2} \operatorname{sign}(\dot{q}_8 - \dot{q}_{12}) = 0 \\
 & 9) m_T \cdot \ddot{q}_9 - Q_1 = m_T \frac{V^2}{\rho_{XT1}} - N_1 - N_2 - Q_{hT1} \\
 & 10) I_{zT} \cdot \ddot{q}_{10} + M_{TP1} \operatorname{sign}(\dot{q}_{10} - \dot{q}_8) = M_{n1} + M_{n2} + (N_2 - N_1) \cdot a \\
 & 11) m_T \cdot \ddot{q}_{11} - Q_2 = m_T \frac{V^2}{\rho_{XT2}} - N_3 - N_4 - Q_{hT2} \\
 & 12) I_{zT} \cdot \ddot{q}_{12} + M_{TP2} \operatorname{sign}(\dot{q}_{12} - \dot{q}_8) = M_{n3} + M_{n4} + (N_4 - N_3) \cdot a \\
 & 13) I_{\delta X} \cdot \ddot{q}_{13} + P_{T1} \cdot d \operatorname{sign}(q_{13} - q_{17}) + (B_{1l} - B_{1np}) \cdot \epsilon_1 + (P_1 - P_2) \cdot \epsilon = 0 \\
 & 14) I_{\delta X} \cdot \ddot{q}_{14} + P_{T2} \cdot d \operatorname{sign}(q_{14} - q_{17}) + (B_{2l} - B_{2np}) \cdot \epsilon_1 + (P_3 + P_4) \cdot \epsilon = 0 \\
 & 15) I_{TX} \cdot \ddot{q}_{15} + (P_2 - P_1) \cdot \epsilon - Q_1 \cdot H_1 = R_2 \cdot S_2(t) - R_1 \cdot S_1(t) + R_4 S_4(t) - \\
 & \quad - R_3 \cdot S_3(t) - N_1 r_1(t) - N_2 r_2(t) \\
 & 16) I_{TX} \cdot \ddot{q}_{16} + (P_4 - P_3) \cdot \epsilon - Q_2 \cdot H_1 = R_6 \cdot S_6(t) - R_6 \cdot S_6(t) - R_5 S_5(t) + R_8 \cdot S_8(t) - \\
 & \quad - R_7 S_7(t) - N_3 r_3(t) - N_4 r_4(t) \\
 & 17) I_{kX} \cdot \ddot{q}_{17} + M \cdot \ddot{q}_7 H_0 + P_{T1} \cdot d \operatorname{sign}(q_{17} - q_{13}) + P_{T2} \cdot d \operatorname{sign}(q_{17} - q_{14}) + \\
 & \quad + (B_{1np} + B_{2np} - B_{1l} - B_{2l}) \cdot \epsilon_1 = M \frac{V^2}{\rho_{xoz}} \cdot H_0 + Q_{yK} \cdot H_0
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

В системі рівнянь (2.1) прийняті наступні позначення:

$M$  – маса підресорених елементів вагона, кг;

$m_T$  – маса непідресорених елементів візка, кг;

$I_{ZK}$ ,  $I_{YK}$ ,  $I_{KX}$  – відповідно моменти інерції підресорених елементів вагона відносно вісей  $Y$  і  $Z$  і момент інерції кузова вагона відносно вісі  $X$ , яка проходить на рівні п'ятників вагона,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$I_{ZT}$ ,  $I_{YT}$ ,  $I_{TX}$  – момент інерції непідресорених елементів візків відносно вісей  $Y$  і  $Z$ ,  $X$ ,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$I_{\delta X}$  – момент інерції надресорної балки відносно вісі  $X$ ,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$2\ell$  – відстань між центрами шворнів, м;

$H_0$  – відстань від площини п'ятника до центру мас, м;

$2d$  – діаметр п'ятника вагону, м;

$2v_1$  – відстань між ковзунами, м;

$2a$  – база візка, м;

$2v$  – відстань між серединами ресорних комплектів, м;

$H_1$  – відстань від осі колісної пари до площини п'ятника, м;

$Q_{yk}$  – горизонтальна бічна результуюча зовнішніх сил, діючих на кузов, Н;

$Q_1$  и  $Q_2$  – горизонтальні поперечні реакції ресорних комплектів першого і другого візків, Н;

$Q_{hk}$  – горизонтальна складова сил тяжкості кузова, викликана підвищенням зовнішньої рейки, м;

$Q_{hT1}$ ,  $Q_{hT2}$  – горизонтальні складові сил тяжкості візка, викликані підвищенням зовнішньої рейки, Н;

$P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$  – вертикальні реакції ресорних комплектів першого і другого візків, Н;

$P_{T1}$  і  $P_{T2}$  – реакції, діючі на п'ятники вагону з боку підп'ятників візків, Н;

$B_{1np}$ ,  $B_{2np}$ ,  $B_{1л}$ ,  $B_{2л}$  – вертикальні реакції на правих і лівих ковзунах першого і другого візка, Н;

$M_{mp1}$ ,  $M_{mp2}$  – моменти сил тертя, що виникають в шкворневих перетинах при

поворотах першого і другого візків в горизонтальній площині, Нм;

$R_{1-8}$  – вертикальні реакції, які діють на колесо з боку колії, Н;

$N_{1-4}$  – результуючі горизонтальних поперечних сил взаємодії коліс і рейок, Н;

$M_{n1}, M_{n2}, M_{n3}, M_{n4}$  – моменти подовжніх складових сил тертя коліс по рейкам для 1-4 колісної пари, Нм;

$r_{1-8}(t)$  – радіуси кругів катання коліс в точках контакту колеса і рейки, м;

$S_{1-8}(t)$  – відстані від середини колісних пар до точок контакту колеса і рейки, м;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$V$  – швидкість руху екіпажів, км/год;

$\rho_{x03}$  – радіус кривизни колії, відповідний центру тяжкості кузова екіпажа, м;

$\rho_{x1m1}, \rho_{x1m2}$  – радіуси кривизни колії, відповідні центрам тяжкості першого і другої візків, м.

Щоб диференціальні рівняння (2.1) задовольняли умові статичної рівноваги системи, необхідно, щоб вхідні в них функції  $\text{sign}$  обчислювалися з наступних співвідношень

$$\left. \begin{aligned} \text{sign}(q_J - q_K) &= 1, \text{ если } q_J - q_K > 0 \\ \text{sign}(q_J - q_K) &= 0, \text{ если } q_J - q_K = 0 \\ \text{sign}(q_J - q_K) &= -1, \text{ если } q_J - q_K < 0 \end{aligned} \right\} . \quad (2.2)$$

### 2.3 Силві і кінематичні зв'язки в підсистемі «екіпаж»

Вертикальні і горизонтальні реакції ресорних комплектів визначаються із співвідношень

$$\left. \begin{aligned} P_{1-4\epsilon} &= K_{\epsilon} (\Delta_{cm} - \Delta_{1-4\epsilon}) - F_{1-4\epsilon} \frac{\Delta_{cm} + \Delta_{1-4\epsilon}}{\Delta_{cm}} \text{sign} \Delta_{1-4\epsilon} \\ \text{при } (\Delta_{cm} + \Delta_{1-4\epsilon}) &> 0; \\ P_{1-4\epsilon} &= 0 \text{ при } (\Delta_{cm} + \Delta_{1-4\epsilon}) \leq 0 \end{aligned} \right\} ; \quad (2.3)$$

$$Q_{1-2} = K_2 \Delta_{1-2\Gamma} + F_{1-2\Gamma} \Delta_{1-2\Gamma}, \quad (2.4)$$

де  $\Delta_{1-4\epsilon}$  – вертикальні деформації ресорних комплектів візків, м;

$\Delta_{cm}$  – статичне прогинання ресорного комплекту, м;

$K_{\epsilon}$  – вертикальна жорсткість ресорного комплекту, Н/м;

$K_2$  – горизонтальна жорсткість ресорних комплектів візків, Н/м;

$\Delta_{1-2\Gamma}$  – горизонтальні поперечні деформації ресор візків, Н/м;

$F_{\epsilon}, F_2$  – відповідно сили сухого тертя, що розвиваються клиновим гасителем коливань у вертикальній і горизонтальній площинах, Н.

Якщо вважати, що загальна сила тертя розвивається між клином і фрикційною планкою, то вертикальну  $F_{\epsilon}$  і горизонтальну  $F_2$  відповідні цієї сили можна визначити наступними виразами (рис. 2.3)

$$F_{1-4\epsilon} = K_{\epsilon} (f + \Delta_{\epsilon}) \cdot \varphi_p \sin \arctg \left| \frac{\dot{\Delta}_{\epsilon}}{\dot{\Delta}_2} \right| \cos \alpha_{\kappa}$$

$$F_{1-2\epsilon} = \sum_1^2 K_{\epsilon} (f + \Delta_{\epsilon}) \varphi_p \cos \arctg \left| \frac{\dot{\Delta}_{\epsilon}}{\dot{\Delta}_2} \right|, \quad (2.5)$$

де  $\Delta_{1-4\epsilon}, \Delta_{1-2\epsilon}$  – вертикальні і горизонтальні деформації ресор;

$\varphi_p$  – коефіцієнт відносного тертя в ресорному комплекті, в припущенні, що вся сила тертя реалізується у вертикальному напрямі;

$\alpha_{\kappa}$  – кут нахилу фрикційної планки демпфера, рад

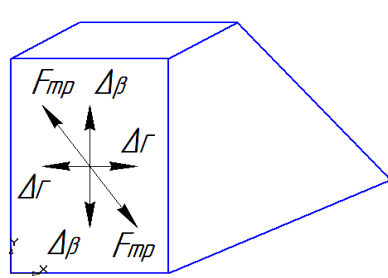


Рис. 2.3. Розрахункова схема сил тертя, що реалізується в клиновому гасителі коливань

Знак суми у виразі (2.5) показує, що горизонтальна сила тертя складається з суми сил тертя по кожному ресорному комплекту візка.

Вертикальні деформації ресорних комплектів візків визначаються з рівнянь



$$\left. \begin{aligned} \Delta_{1e} &= q_1 + q_2 \cdot \ell + (q_{13} - q_{15}) \cdot e - q_3 + d \sin(q_{17} - q_{13}) \\ \Delta_{2e} &= q_1 + q_2 \cdot \ell - (q_{13} - q_{15}) \cdot e - q_3 + d \sin(q_{17} - q_{13}) \\ \Delta_{3e} &= q_1 - q_2 \cdot \ell + (q_{14} - q_{16}) \cdot e - q_5 + d \sin(q_{17} - q_{14}) \\ \Delta_{4e} &= q_1 - q_2 \cdot \ell - (q_{14} - q_{16}) \cdot e - q_5 + d \sin(q_{17} - q_{14}) \end{aligned} \right\}. \quad (2.6)$$

Горизонтальні деформації ресор візків можна визначити за формулами

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{1r} &= q_7 + q_8 \cdot \ell - q_9 \\ \Delta_{2r} &= q_7 - q_8 \cdot \ell - q_{11} \end{aligned} \right\}. \quad (2.7)$$

Статичний прогин ресорного комплекту

$$\Delta_{cm} = \frac{M \cdot g}{4K_e}. \quad (2.8)$$

Вертикальні реакції на п'ятниках  $P_{T1}$  і  $P_{T2}$  за умови, що зазори в ковзунах не вибрані, рівні

$$\left. \begin{aligned} P_{T1} &= P_1 + P_2 + m_\delta(\ddot{q}_1 + \ell \ddot{q}_2 - g) \\ P_{T2} &= P_3 + P_4 + m_\delta(\ddot{q}_1 - \ell \ddot{q}_2 - g) \end{aligned} \right\}, \quad (2.9)$$

де  $m_\delta$  – маса неідресореної балки, кг.

В цьому випадку реакції на ковзунах  $B_{1np}=B_{2np}=B_{1л}=B_{2л}=0$ .

Якщо зазори на ковзунах вибрані і кузов одночасно спирається на п'ятники і ковзуни, то

$$\left. \begin{aligned} P_{T1} &= P_1 + P_2 + m_\delta(\ddot{q}_1 + \ell \ddot{q}_2 - g) - B_1 \\ P_{T2} &= P_3 + P_4 + m_\delta(\ddot{q}_1 - \ell \ddot{q}_2 - g) - B_2 \end{aligned} \right\}, \quad (2.10)$$

де  $B_1$  і  $B_2$  – реакції на ковзунах першого і другого візків, Н.

Реакції на ковзунах визначаються за формулами

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= \frac{1}{e_1 - d} \left\{ I_{\delta x} \cdot \ddot{q}_{13} + P_1 [e - d \operatorname{sign}(q_{17} - q_{13})] - P_2 [e + d \operatorname{sign}(q_{17} - q_{13})] \right\} \operatorname{sign}(q_{17} - q_{13}) - \\ &\quad - \frac{m_\delta d (\ddot{q}_1 - \ell \ddot{q}_2 - g)}{e_1 - d} \\ B_2 &= \frac{1}{e - d} \left\{ I_{\delta x} \ddot{q}_{14} + P_3 [e - d \operatorname{sign}(q_{17} - q_{14})] - P_4 [e + d \operatorname{sign}(q_{17} - q_{14})] \right\} \operatorname{sign}(q_{17} - q_{14}) - \\ &\quad - \frac{m_\delta d (\ddot{q}_1 - \ell \ddot{q}_2 - g)}{e - d} \end{aligned} \right\}. \quad (2.11)$$

Оскільки у кожного візка спирання кузова вагону, може відбуватися тільки на правий або лівий ковзун, індекси «правий» і «лівий» визначаються з наступних

співвідношень

$$\left. \begin{aligned}
 0 \leq (q_{17} - q_{13}) \leq \frac{a_c}{\epsilon_1}, \quad B_1 = B_{1np} = B_{1n} = 0; \\
 (q_{17} - q_{13}) > \frac{a_c}{\epsilon_1}, \quad B_1 = B_{1np}, B_{1n} = 0; \\
 0 \leq (q_{17} - q_{14}) \leq \frac{I_c}{\epsilon_1}, \quad B_2 = B_{2np} = B_{2n} = 0; \\
 (q_{17} - q_{14}) > \frac{a_c}{\epsilon_1}, \quad B_2 = B_{2np}, B_{2n} = 0; \\
 (q_{17} - q_{13}) < 0, \quad |q_{17} - q_{13}| \leq \frac{a_c}{\epsilon_1}, \quad B_1 = B_{1np} = B_{1n} = 0; \\
 (q_{17} - q_{13}) < 0, \quad |q_{17} - q_{13}| > \frac{a_c}{\epsilon_1}, \quad B_1 = B_{1n}, B_{1np} = 0; \\
 (q_{17} - q_{14}) < 0, \quad |q_{17} - q_{14}| \leq \frac{a_c}{\epsilon_1}, \quad B_2 = B_{2np} = B_{2n} = 0; \\
 (q_{17} - q_{14}) < 0, \quad |q_{17} - q_{14}| > \frac{a_c}{\epsilon_1}, \quad B_2 = B_{2n}, B_{2np} = 0
 \end{aligned} \right\}, \quad (2.12)$$

де  $a_c$  – зазори в ковзунах, м.

Моменти сил тертя, що виникають при поворотах візків в горизонтальній площині, можна визначити із залежності

$$\left. \begin{aligned}
 M_{mp1} &= P_{T1} \mu_1 d + B_1 \mu_2 \epsilon_1 \\
 M_{mp2} &= P_{T2} \mu_1 d + B_2 \mu_2 \epsilon_1
 \end{aligned} \right\}, \quad (2.13)$$

де  $\mu_1$  і  $\mu_2$  – коефіцієнти тертя матеріалу п'ятників і ковзунів.

## 2.4 Вплив поздовжніх сил тяги на роботу підсистеми «екіпаж»

З урахуванням положень і допущень, викладених в розділі 2.1, в розрахунках коливань підсистеми «екіпаж» враховується вплив поздовжніх сил тяги, що виникають в рухомому складі при його русі, як із сталою швидкістю, так і при гальмуванні.

При урахуванні впливу поздовжніх сил тяги розрахунковим приймається вагон, який знаходиться безпосередньо за локомотивом або платформою прикриття. В цьому випадку поздовжні сили, діючі на розрахунковий вагон з боку сусідніх екіпажів, будуть максимальними.

Горизонтальну поперечну складову поздовжніх сил тяги при русі складу по кривих ділянках колії або по горизонтальних нерівностях колії можна визначити за формулою

$$Q_{yk} = \pm \left( \frac{F_{T1} \cdot l_{uc}}{\rho_{x01}} + \frac{F_{T2} \cdot l_{ac}}{\rho_{x02}} \right), \quad (2.14)$$

де  $F_{T1}, F_{T2}$  – поздовжні сили, діючі на 1 і 2 автозчеплення (нумерації по ходу руху складу) з боку сусідніх екіпажів, Н;

$l_{uc}$  – половина відстані між вісями автозчеплень розрахункового екіпажа, Н;

$\rho_{x01}$  і  $\rho_{x02}$  – радіуси кривизни колії, відповідні вісями 1 і 2 автозчеплень, м.

Знак «+» у формулі (2.14) показує, що результуюча горизонтальна поперечна сила направлена назовні кривої.

Тоді, поздовжні сили, діючі на розрахунковий екіпаж, можна визначити як

$$F_{T1,2} = F_{тяги1,2};$$

або

$$F_{T1,2} = F_{торм1,2}.$$

Режим ведення поїзда (постійна швидкість або гальмування) задаються за призначенням.

При постійній швидкості руху рухомого складу поздовжні сили, діючі на автозчеплення розрахункового вагону з боку сусідніх екіпажів, можна визначити як [15]

$$\begin{cases} F_{тяги1} = 10^{-3} g [m_l (w_1 + i_0) + m_v (w_2 + i_0) N_{ваг}] \\ F_{тяги2} = 10^{-3} g [m_l (w_1 + i_0) + m_v (w_2 + i_0) (N_{ваг} - 1)] \end{cases}, \quad (2.15)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$m_l$  – маса локомотива, кг;

$m_v$  – маса вагона в складі, кг;

$N_{ваг}$  – кількість вагонів в складі;

$w_1$  и  $w_2$  – питомий опір руху локомотива і вагону;

$i_0$  – поздовжній ухил ділянки колії.

Питомий опір руху локомотива і вагону з постійною швидкістю прийнято визначати за емпіричними формулами [15, 85]

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= 1,9 + 0,0278V + 0,834 \cdot 10^{-4} \cdot V^2 \\ W_2 &= 0,7 + \frac{1}{m_g} (1200 + 111,2V + 2,78V^2) \end{aligned} \right\}, \quad (2.16)$$

де  $V$  – швидкість руху складу, м/с.

## 2.5 Вертикальні силові і кінематичні зв'язки підсистем «екіпаж» і «колія»

В загальному виді сили взаємодії підсистем «екіпаж» і «колія», з урахуванням прийнятих допущень (розділ 2.1) можна визначити як

$$R_{z1-8} = R_{\partial n1-8} + R_{z\partial 1-8} + R_{1-8}, \quad (2.17)$$

де  $R_{\partial n1-8}$  – вертикальні динамічні сили, викликані дисбалансом і нерівномірністю прокату колеса, Н;

$R_{z\partial 1-8}$  – сили ударної дії колеса, що має повзун, Н;

$R_{1-8}$  – вертикальні реакції вигину рейки під колесами екіпажа, Н.

Вертикальні динамічні сили, викликані дисбалансом колеса, його овальністю і нерівномірністю зносу поверхні катання, можна визначити з виразу

$$R_{\partial n1-8} = m_{\text{кол}} \cdot g \cdot e_{g1-8} \cdot w_k^2, \quad (2.18)$$

де  $m_{\text{кол}}$  – необресорена маса екіпажа на одне колесо, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння; 9,81 м/с<sup>2</sup>;

$w_k$  – частота обертання колеса, с<sup>-1</sup>;

$e_{g1-8}$  – величина дисбалансу, овальності і нерівномірності зносу колеса, м.

З урахуванням існуючих норм зносу і допусків на виготовлення, величину  $e_{g_i}$  можна приймати в межах

$$e_{g_i} = 0 \div 0,0095 \text{ м.}$$

Величину необресореної маси екіпажа, яка доводиться на одне колесо, в роботі [10] рекомендовано визначати як

$$m_{\text{кол}} = 0,5 \cdot n \cdot m_{\text{к-1}},$$

де  $m_T$  – маса візка екіпажа, кг.

Середня частота обертання колеса визначається виразом

$$W_{\text{к}} = \frac{V}{r_{\text{к}}},$$

де  $V$  – швидкість руху екіпажа, м/с;

$r_{\text{к}}$  – радіус колеса по середньому колу катання, м.

Динамічні сили в контактї рейки і колеса з повзуном можна визначити на підставі теоретичних досліджень [86, 87]. Одержані в [86] результати підтверджуються експериментальними роботами ВНІЖТа [88]

$$\left. \begin{aligned} R_{\text{y}\delta 1-8} &= V_{\text{y}\delta} \sqrt{C_{\text{к}} \frac{m_{\text{кол}} \cdot m_{\text{р}}}{m_{\text{кол}} + m_{\text{р}}}} \quad (M) \\ \text{если } V_t &= 2\pi r_{\text{к}}, \\ R_{\text{y}\delta 1-8} &= 0 \quad \text{если } V_t \neq 2\pi r_{\text{к}} \end{aligned} \right\}, \quad (2.19)$$

де  $V_{\text{y}\delta}$  – швидкість співударення колеса, що має повзун, і рейки, м/с;

$C_{\text{к}}$  – контактна жорсткість при зіткненні колеса і рейки [86] рекомендовано  $C_{\text{к}} = 10^8$  Н/м);

$m_{\text{р}}$  – маса рейкошпальної решітки, яка залучається до коливань при співударенні колеса і рейки ( $m_{\text{р}} = 0,4 \cdot 1,5 m_{\text{нр}}$  при залізобетонних і  $0,2 \cdot 2,0 m_{\text{нр}}$  при дерев'яних шпалах);

$m_{\text{нр}}$  – погонна маса рейки, кг.

Швидкість співударення колеса, що має повзун, і рейки можна визначити як (рис. 2.4)

$$V_{\text{y}\delta} = 2 \cdot \frac{V}{r_{\text{к}}} \sqrt{h_{\text{н}}(2r_{\text{к}} - h_{\text{н}})}, \quad (2.20)$$

де  $h_{\text{н}}$  – глибина повзуна, м.

Решта позначень у формулі (2.20) колишня.

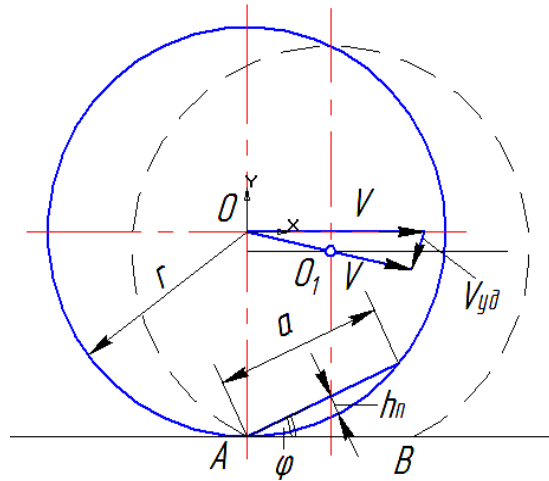


Рис. 2.4. Кінематична схема руху колеса який має повзун

По діючих нормах зносу, колеса вагонів, що мають повзуни глибиною більш 3 мм до експлуатації не допускаються [89-92]. Таким чином

$$h_n = 0 \div 0,003 \text{ м.}$$

Враховуючи, що повзуни зустрічаються в середньому у 5 % коліс, а дисбаланс і нерівномірність прокату до 20 %, наявність таких несправностей задається в блоці початкових даних параметрами  $e_g$  і  $h_n$ .

В розрахунковій схемі системи «екіпаж–колія» прийнято, що залізнична колія у вертикальній площині має пружно-дисипативні властивості [93-96]. Тоді вертикальні реакції рейки під колесами за наявності в колії демпфуючих сил тертя і одностороннього зв'язку колеса і рейки можна визначити

$$\left. \begin{aligned} R_{1-8} &= C_e (\delta_{ycm} + \delta_{z1-8}) + \beta_e (\delta_{z1-8}) \cdot \text{sign } \dot{\delta}_{z1-8} \text{ при } (\delta_{ycm} + \delta_{z1-8}) \geq 0 \\ R_{1-8} &= 0 \text{ при } (\delta_{ycm} + \delta_{z1-8}) < 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.21)$$

де  $C_e$  – приведена вертикальна жорсткість рейкової нитки під колесом, Н/м;

$\beta_e$  – коефіцієнт дисипації конструкції колії у вертикальній площині, Нс/м;

$\delta_{ycm}$  – статичне прогинання рейки під колесом, м;

$\delta_{z1-8}$  – динамічні деформації колії під колесами у вертикальній площині, м.

Статичне прогинання рейки під колесом визначається за формулою

$$\delta_{zcc} = \frac{M + 2m_T}{8C_e}. \quad (2.22)$$

Тут всі позначення колишні.

Деформації колії у вертикальній площині визначаються наступними виразами

$$\left. \begin{aligned} \delta_{z1} &= q_3 + q_4 \cdot a + q_{15} S(t) + \Delta r_1 - \eta_{неpz1} \\ \delta_{z2} &= q_3 + q_4 \cdot a - q_{15} S_2(t) + \Delta r_2 - \eta_{неpz1} \\ \delta_{z3} &= q_3 - q_4 \cdot a + q_{15} S_3(t) + \Delta r_3 - \eta_{неpz2} \\ \delta_{z4} &= q_3 - q_4 \cdot a - q_{15} S_4(t) + \Delta r_4 - \eta_{неpz2} \\ \delta_{z5} &= q_5 + q_6 \cdot a + q_{15} S_5(t) + \Delta r_5 - \eta_{неpz3} \\ \delta_{z6} &= q_5 + q_6 \cdot a - q_{16} S_6(t) + \Delta r_6 - \eta_{неpz3} \\ \delta_{z7} &= q_5 - q_6 \cdot a + q_{16} S_7(t) + \Delta r_7 - \eta_{неpz4} \\ \delta_{z8} &= q_5 - q_6 \cdot a - q_{16} S_8(t) + \Delta r_8 - \eta_{неpz4} \end{aligned} \right\}, \quad (2.23)$$

де  $S_{1-8}(t)$  – відстані від середини колісних пар до точок передачі вертикальних навантажень від коліс на рейки, м;

$\Delta r_{1-8}$  – зміна радіусу в точці контакту колеса з рейкою щодо радіусу середнього кола катання, м;

$\eta_{неpz1-4}$  – вертикальні геометричні нерівності колії під кожною колісною парою, м.

Параметри  $S_{1-8}(t)$  у момент часу  $t$  від початку руху складуть (рис. 2.5)

$$\left. \begin{aligned} S_1(t) &= S_n - q_9 - q_{10} \cdot a + \eta_{неpy1} \\ S_2(t) &= S_n + q_9 + q_{10} \cdot a - \eta_{неpy1} \\ S_3(t) &= S_n - q_9 + q_{10} \cdot a + \eta_{неpy2} \\ S_4(t) &= S_n + q_9 - q_{10} \cdot a - \eta_{неpy2} \\ S_5(t) &= S_n - q_{11} - q_{12} \cdot a + \eta_{неpy3} \\ S_6(t) &= S_n + q_{11} + q_{12} \cdot a - \eta_{неpy3} \\ S_7(t) &= S_n - q_{11} + q_{12} \cdot a + \eta_{неpy4} \\ S_8(t) &= S_n + q_{11} - q_{12} \cdot a - \eta_{неpy4} \end{aligned} \right\}, \quad (2.24)$$

де  $S_n$  – відстань між середніми кругами катання коліс, м;

$\eta_{неpy1-4}$  – горизонтальні геометричні нерівності колії під колісними парами, м.

При відомому положенні точки контакту щодо середини колісних пар, зміни радіусу колеса в цій точці щодо середнього круга катання можна визначити як

$$\Delta r_{1-2} = [S_n - S_{1-8}(t)] \cdot i \delta, \quad (2.25)$$

де  $i\delta$  – конусність поверхні катання колеса.

Тоді, радіус колеса в точці контакту колеса і рейки буде рівний

$$r_{1-8}(t) = r_{\kappa} + \Delta r_{1-8}, \quad (2.26)$$

де  $r_{\kappa}$  – радіус середнього кола катання колеса, м.

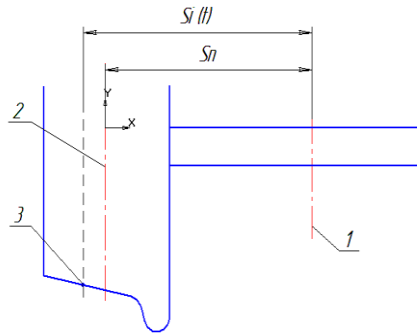


Рис. 2.5. Розрахункова схема визначення відстаней від середини колісних пар до точки контакту колеса і рейки: 1 – середина колісної пари; 2 – середній круг катання колеса; 3 – точка контакту колеса і рейки

## 2.6 Умови контакту коліс і рейок в горизонтальній площині. Горизонтальні силові і кінематичні зв'язки підсистем «екіпаж» і «колія»

В роботі [53] розглянуто рух колісної пари з конічними бандажами по двох рейках з випадковими відхиленнями від середньої кривизни в плані і з випадковими відхиленнями від середнього положення по рівню рейок.

Колісна пара рухається уздовж поздовжньої осі  $x$  з постійною швидкістю  $V$  і кутовою швидкістю  $\varphi$ . Колісна пара має пружні сили контакту з рейками, при цьому поверхня рейок допускає проковзування колісної пари під впливом деякої сили тільки за умови подолання сил сухого тертя в контактах [53].

Положення колісної пари на рейках щодо нерухомої системи координат (рис. 2.6) у момент часу  $t$  визначається поздовжньою координатою її центру мас  $X = Vt$ , поперечним зсувом центру мас щодо осі  $Y$ , кутом повороту щодо осі  $Y$  і кутом повороту пари навколо власної вісі. Колісна пара може відхилитися від вісі рейкової колії на деяку величину, пов'язану з  $Y$  співвідношенням

$$y = p + \gamma(x), \quad (2.27)$$



де  $\gamma(x)$  – відхилення вісі колії відносно вісі  $x$ .

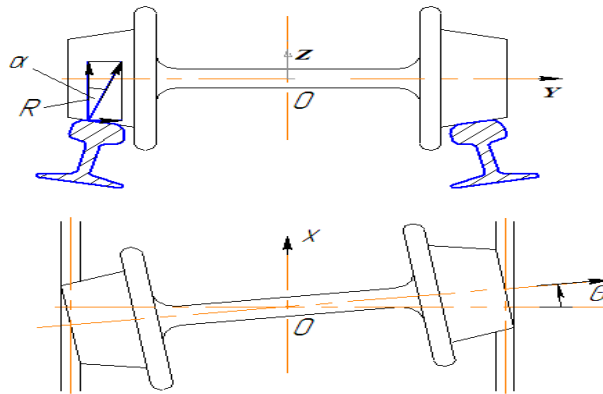


Рис. 2.6. Схема руху колісної пари в колії

Для спрощення задачі вважатимемо переміщення  $\eta(x)$  достатньо малими, також нехтуватимемо гіроскопічними ефектами.

Згідно гіпотезі кріпа при невеликих силах  $F$  має місце рівність

$$F = -k \cdot \xi, \quad (2.28)$$

де  $\xi$  – відносне ковзання;

$k$  – коефіцієнт кріпа.

Якщо сила  $F$  діє перпендикулярно площині колеса, то в результаті деформації колеса під дією цієї сили виникає явище відведення, в результаті якого точка контакту переміщається під деяким кутом  $\psi$  до площини круга катання. Кут  $\psi$  прийнято називати кутом відведення. Прийнято також вважати, що при невеликих силах  $F$  має місце наступне співвідношення

$$F = -R\Psi = -R \frac{dy}{dx}, \quad (2.29)$$

де  $\frac{dy}{dx}$  – відносне бокове псевдоковзання.

Якщо  $R$  – вертикальне навантаження на колесо, то горизонтальна складова цієї сили рівна  $R \operatorname{tg} \alpha$  (рис. 2.6).

За наявності бічного зсуву у колісна пара торкатиметься обох рейок різними кругами катання з радіусами  $r_k + \Delta r_1$  і  $r_k + \Delta r_2$ .

Хай за час  $dt$  центр мас колісної пари пройде шлях  $dx$ , а кути  $\varphi$  і  $\theta$  зміняться на величини  $d\varphi$  і  $d\theta$  відповідно. Тоді відносні ковзання правого і лівого коліс в

подовжньому напрямі будуть рівні

$$\left. \begin{aligned} \xi_{x1} &= \frac{dx + \frac{S_n}{2} d\theta - (r_\kappa + \Delta r_1) d\varphi}{r_\kappa d\varphi} \\ \xi_{x2} &= \frac{dx - \frac{S_n}{2} d\theta - (r_\kappa + \Delta r_2) d\varphi}{r_\kappa d\varphi} \end{aligned} \right\}. \quad (2.30)$$

Аналогічно визначаються бічні псевдоковзання правого і лівого коліс

$$\left. \begin{aligned} \xi_{y1} &= \frac{dy + (r_\kappa + r_1) \theta d\varphi}{r_\kappa d\varphi} \\ \xi_{y2} &= \frac{dy + (r_\kappa + r_2) \theta d\varphi}{r_\kappa d\varphi} \end{aligned} \right\}. \quad (2.31)$$

Рівняння руху колісної пари [97]

$$\left. \begin{aligned} m_n \ddot{y} &= F_{y1} + F_{y2} - R \left[ \operatorname{tg} \left( a_1 + \frac{h_1}{S_n} \right) - \operatorname{tg} \left( a - \frac{h_1}{S_n} \right) \right] \approx -k \frac{2dz + (2r_\kappa + \Delta r_1 + \Delta r_2) \theta d\varphi}{r_\kappa d\varphi} - \\ &- p \left( a_1 - a_2 + \frac{h_1}{S_n} \right); \\ m_n p_\kappa^2 \ddot{\theta} &= \frac{S_n}{2} k (F_{x1} - F_{x2}) \approx \frac{S_n}{2} k \frac{S_n d\theta + (\Delta r_1 - \Delta r_2) d\varphi}{r_\kappa d\varphi} \end{aligned} \right\}, (2.32)$$

де  $m_n$  – маса колісної пари;

$\rho_\kappa$  – радіус інерції колісної пари;

$h_1$  – підвищення зовнішньої рейки.

Беручи до уваги співвідношення

$$\begin{aligned} \Delta r_1 - \Delta r_2 &\approx 2i_0 p ; \\ \alpha_1 - \alpha_2 &= \delta \cdot p . \end{aligned}$$

і нехтуючи членами другого порядку малості, рівняння (2.31) буде мати вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_n \ddot{y} + 2k \left( \frac{\dot{y}}{V} + \theta \right) + \frac{m_n \cdot g \cdot \delta}{2} p + \frac{m_n \cdot g \cdot h_1}{S_n} &= N_{TP} \\ m_n \rho^2 \ddot{\theta} + 2k \left( \frac{S_n^2}{4V} \theta - \frac{i_0 S_n}{2r_\kappa} \right) \cdot p &= M_n \\ \gamma(x) &= y - p \end{aligned} \right\}. \quad (2.33)$$

В правій частині рівнянь (2.33) введена додаткова нелінійна поперечна складова сил тертя  $N_{mp}$  і момент поздовжніх становлячих сил тертя  $M_n$ . Ці величини залежать від координат  $\eta$ ,  $y$ ,  $\theta$  і їх похідних. Одержана система двох диференціальних рівнянь другого порядку з трьома невідомими. Щоб система стала визначеною, до неї приєднана залежність  $\gamma(x)$  від величини  $y$  і  $p$  (2.27), яка враховує відхилення осі колії від вісі  $X$ .

Це відхилення можна представити у вигляді двох доданків, одне з яких враховує постійну кривизну колії в плані, а друге – відхилення від постійної кривизни в зоні горизонтальних нерівностей колії.

Якщо  $\rho_x$  – радіус кривизни колії, а  $\eta_y$  – відхилення в зоні горизонтальної нерівності, то приблизно можна визначити

$$\gamma''(x) \approx -\frac{1}{\rho_x} + \eta_y''.$$

Звідси витікає, що

$$\gamma(x) = -\frac{V^2 t^2}{2\rho_x} + \eta_y. \quad (2.34)$$

Аналогічно підвищення зовнішньої рейки можна представити як

$$h_1 = h + \eta_z,$$

де  $h$  – середнє підвищення рейки;

$\eta_z$  – вертикальна нерівність колії

Тоді система рівнянь (2.33) матиме вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_n \ddot{y} + 2k \left( \frac{\dot{y}}{V} + \theta \right) + \frac{m_n g \delta}{2} p + \frac{m_n g h}{S_n} &= N_{TP} \\ m_n \rho^2 \ddot{\theta} + 2k \left( \frac{S_n^2}{4V} \theta - \frac{i_0 S_n}{2r} p \right) &= M_n \\ y - p &= -\frac{V^2 t^2}{2\rho_x} + \eta_z \end{aligned} \right\}. \quad (2.35)$$

Таким чином, рух колісної пари залізничного екіпажа по рейковій колії можна описати системою диференціальних рівнянь (2.35).

В подальшому запишемо вирази для правих частин системи рівнянь (2.35)

$N_{mp}$  і  $M_n$ .

При русі колісної пари по колії, в загальному випадку, на неї діє направляюча сила  $N_n$ , сумарна сила тертя в поперечному напрямі  $N_{mp}$  і пара подовжніх сил тертя з моментом  $M_n$ .

Направляюча сила  $N_n$  виникає при силовому контакті гребеня колеса з робочою гранню головки рейки. Графік залежності цієї сили від поперечних переміщень колісної пари щодо рейкової колії приведений на рис. 2.7. Аналітично цю залежність можна записати таким чином

$$N_n = \begin{cases} -C_z(y + \Delta_0) & \text{при } -\infty < y < -\Delta_0 \\ 0 & \text{при } -\Delta_0 \leq y \leq \Delta_0 \\ -C_z(y - \Delta_0) & \text{при } \Delta_0 < y < \infty \end{cases}, \quad (2.36)$$

де  $\Delta_0$  – зазори між робочими гранями гребенів коліс і робочими гранями головок рейок;

$C_z$  – бічна приведена жорсткість рейки при її горизонтальному вигині і крученні.

Функції, що зв'язують поперечні сили тертя  $N_{mp}$  і моменти подовжніх сил тертя  $M_n$  приведені на рис. 2.8. Аналітично ці графіки можна записати як

$$N_{TP} = \begin{cases} (R_i + R_{i+1}) \cdot f \dots \text{при } -\infty \frac{y}{V} + \theta \leq \frac{(R_i + R_{i+1}) \cdot f}{2R} \\ -2R \left( \frac{\dot{y}}{V} + \theta \right) \dots \text{при } \left| \frac{\dot{y}}{V} + \theta \right| \leq \frac{(R_i + R_{i+1}) \cdot f}{2R} \\ -(R_i + R_{i+1}) \cdot f \dots \text{при } \frac{(R_i + R_{i+1}) \cdot f}{2R} \leq \frac{\dot{y}}{V} + \theta < \infty \end{cases}. \quad (2.37)$$

$$M_n = \begin{cases} (R_i + R_{i+1}) \cdot f \cdot S_n \text{ при } -\infty < \left[ S_n \frac{\dot{\theta}}{V} - \frac{(\Delta r_1 - \Delta r_2)}{r_K} \right] < \frac{(R_i + R_{i+1}) \cdot f \cdot S_n}{2k} \\ -2k S_n \left[ S_n \frac{\dot{\theta}}{V} - \frac{(\Delta r_1 - \Delta r_2)}{r_K} \right] \text{ при } \left| S_n \frac{\dot{\theta}}{V} - \frac{(\Delta r_1 - \Delta r_2)}{r_K} \right| \leq \frac{(R_i + R_{i+1}) \cdot f \cdot S_n}{2k} \\ -(R_i + R_{i+1}) \cdot f \cdot S_n \text{ при } \frac{(R_i + R_2) \cdot f \cdot S_n}{2k} \leq \left[ S_n \frac{\dot{\theta}}{r} - \frac{(\Delta r_1 - \Delta r_2)}{r_K} \right] < \infty \end{cases}, \quad (2.38)$$

де  $R_i, R_{i+1}$  – вертикальні навантаження, прикладені до коліс колісної пари;

$f$  – коефіцієнт перехресного тертя ковзання.

Решта позначень колишня.

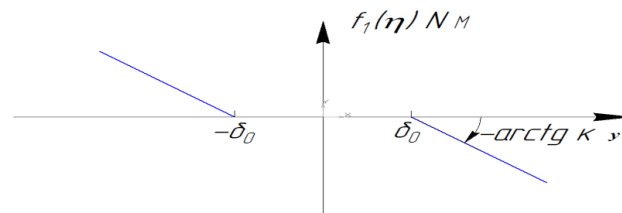


Рис. 2.7. Залежність нелінійної поновлюючої направляючої сили від зсуву колісної пари щодо колії

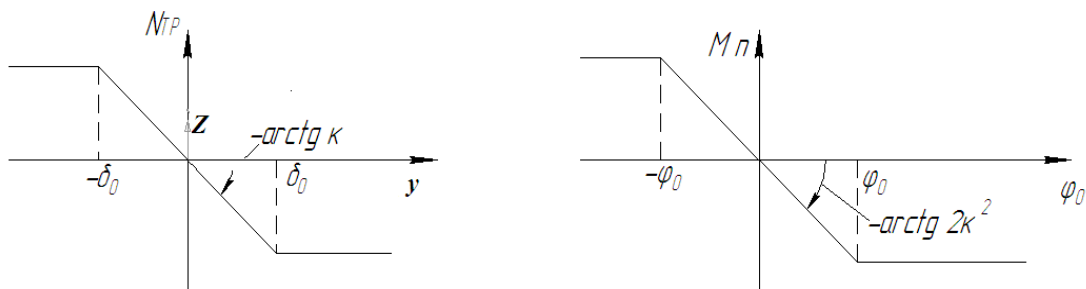


Рис. 2.8. Залежність поперечних становлячих сил тертя і моментів подовжніх сил від переміщень колісної пари

Такими є загальні теоретичні положення, на підставі яких в математичній моделі розраховані горизонтальні сили і умови їх виникнення.

Перейдемо тепер до розрахункової схеми чотиривісного екіпажа (рис. 2.2) і прийнятих узагальнених координат  $q_i$ .

В загальному вигляді горизонтальні поперечні сили, які діють на кожну колісну пару, з урахуванням викладеного вище, можна представити як

$$N_{\Gamma} = N_{TPi} + N_{ni} + N_{ноді} + N_{hi}, \quad (2.39)$$

де  $N_{TPi}$  – поперечні складові сил тертя коліс по рейках;

$N_{ni}$  – направляючі сили;

$N_{ноді}$  – горизонтальні складові вертикальних навантажень на колеса викликані підуклонкою рейок;

$N_{hi}$  – горизонтальні складові вертикальних навантажень на колеса викликані підвищенням рейки.

Для кожної колісної пари чотиривісного екіпажа поперечні складові сил тертя  $N_{TPi}$  (2.37), з урахуванням прийнятої системи узагальнених координат, можна

записати як

$$\left. \begin{aligned}
 N_{TP1} &= \begin{cases} (R_1 + R_2) \cdot f & \text{при } -\infty \left( \frac{\dot{y}_{n1}}{V} + q_{10} \right) \leq \frac{(R_1 + R_2) \cdot f}{2k} \\
 -2k \left( \frac{\dot{y}_{n1}}{V} + q_{10} \right) & \text{при } \left| \frac{\dot{y}_{n1}}{V} + q_{10} \right| < \frac{(R_1 + R_2) \cdot f}{2k} \\
 -(R_1 + R_2) \cdot f & \text{при } \frac{(R_1 + R_2) \cdot f}{2k} \leq \frac{\dot{y}_{n1}}{V} + q_{10} < \infty \end{cases} \\
 N_{TP2} &= \begin{cases} (R_3 + R_4) \cdot f & \text{при } -\infty \left( \frac{\dot{y}_{n2}}{V} + q_{10} \right) \leq \frac{(R_3 + R_4) \cdot f}{2k} \\
 -2k \left( \frac{\dot{y}_{n2}}{V} + q_{10} \right) & \text{при } \left| \frac{\dot{y}_{n2}}{V} + q_{10} \right| < \frac{(R_3 + R_4) \cdot f}{2k} \\
 -(R_3 + R_4) \cdot f & \text{при } \frac{(R_3 + R_4) \cdot f}{2k} \leq \frac{\dot{y}_{n2}}{V} + q_{10} < \infty \end{cases} \\
 N_{TP3} &= \begin{cases} (R_5 + R_6) \cdot f & \text{при } -\infty < \left( \frac{\dot{y}_{n3}}{V} + q_{12} \right) \leq \frac{(R_5 + R_6) \cdot f}{2k} \\
 -2k \left( \frac{\dot{y}_{n3}}{V} + q_{12} \right) & \text{при } \left| \frac{\dot{y}_{n3}}{V} + q_{12} \right| < \frac{(R_5 + R_6) \cdot f}{2k} \\
 -(R_5 + R_6) \cdot f & \text{при } \frac{(R_5 + R_6) \cdot f}{2k} \leq \frac{\dot{y}_{n3}}{V} + q_{12} < \infty \end{cases} \\
 N_{TP4} &= \begin{cases} (R_7 + R_8) \cdot f & \text{при } -\infty < \left( \frac{\dot{y}_{n4}}{V} + q_{12} \right) \leq \frac{(R_7 + R_8) \cdot f}{2k} \\
 -2k \left( \frac{\dot{y}_{n4}}{V} + q_n \right) & \text{при } \left| \frac{\dot{y}_{n4}}{V} + q_{12} \right| < \frac{(R_7 + R_8) \cdot f}{2k} \\
 -(R_7 + R_8) \cdot f & \text{при } \frac{(R_7 + R_8) \cdot f}{2k} \leq \left( \frac{\dot{y}_{n4}}{V} + q_{12} \right) < \infty \end{cases}
 \end{aligned} \right\} \cdot \quad (2.16)$$

Поперечні переміщення колісних пар  $Y_{ni}$ , з урахуванням характеру кінематичного зв'язку підсистеми «екіпаж» і «колія», можна визначити через узагальнені координати

$$\left. \begin{aligned}
 y_{n1} &= q_9 + q_{10} \cdot a \\
 y_{n2} &= q_9 - q_{10} \cdot a \\
 y_{n3} &= q_{11} + q_{12} \cdot a \\
 y_{n4} &= q_{11} - q_{12} \cdot a
 \end{aligned} \right\} \cdot \quad (2.41)$$

Направляючі сили  $N_{ni}$  (2.36) для кожної колісної пари, з урахуванням розсіювання енергії в колії в горизонтальній площині, визначатимуться виразом

$$N_{n1-4} = C_2 \delta_{y1-4} + \beta_2 (\dot{\delta}_{y1-4}) \cdot \text{sign} \delta_{y1-4}, \quad (2.42)$$

де  $C_2$  – бічна приведена жорсткість рейкової нитки під колесом, Н/м;

$\beta_2$  – коефіцієнт дисипації конструкції колії в горизонтальній площині, Нс/м;

$\delta_{y_{1-4}}$  – величина віджимання головки рейки під  $i$ -ю колісною парою, м.

З урахуванням формули (2.36), величини віджатих головок рейок під кожною колісною парою як

$$\delta_{y_{1-4}} = \begin{cases} y_{n_{1-4}} + \Delta_{0_{1-4}} & \text{при } -\infty < y_{n_{1-4}} \leq -\Delta_{0_{1-4}} \\ 0 & \text{при } |y_{n_{1-4}}| < \Delta_{0_{1-4}} \\ y_{n_{1-4}} - \Delta_{0_{1-4}} & \text{при } \Delta_{0_{1-4}} \leq y_{n_{1-4}} < \infty \end{cases} . \quad (2.43)$$

Тут  $\Delta_{0_{1-4}}$  – половина величини сумарних зазорів між робочими гранями головок рейок і гребенів коліс. З урахуванням можливої зміни ширини колії в місці знаходження кожної колісної пари, величини  $\Delta_{0_i}$  будуть дорівнювати

$$\Delta_{0_{1-4}} = S_{0_{n_{1-4}}} - t_n, \quad (2.44)$$

де  $S_{0_{n_{1-4}}}$  – ширина колії в місці знаходження кожної пари, м;

$t_n$  – ширина колісної пари між робочими гранями гребенів коліс в розрахунковій площині, м.

Сумарні величини горизонтальних складових вертикальних сил  $N_{nodi}$ , які викликані наявністю підуклонки рейок розраховуються по формулі (рис. 2.9)

$$N_{nodi} = R_i \operatorname{tg} \alpha_1 - R_{i+1} \operatorname{tg} \alpha_2, \quad (2.45)$$

де  $\alpha_i, \alpha_{i+1}$  – кути нахилу правої і лівої рейок.

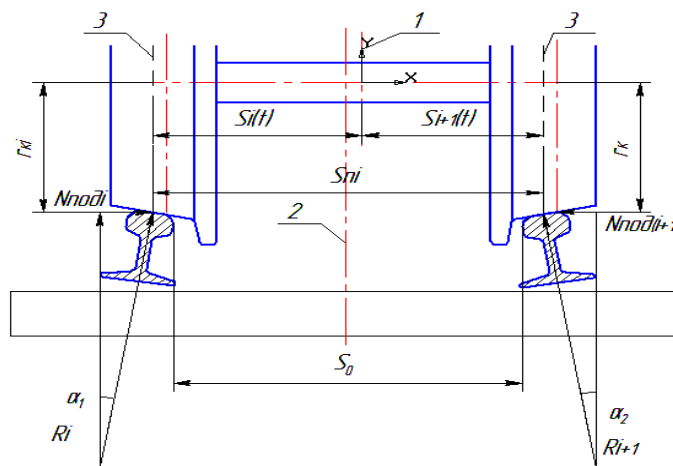


Рис. 2.9. Розрахункова схема для визначення поперечних складових вертикальних навантажень, викликаних підуклонкою рейки

Цей вираз можна записати інакше

$$N_{nodi} = (R_i + R_{i+1}) \operatorname{tg} \sum \alpha_i,$$

де  $\sum \alpha_i$  – загальний кут нахилу двох рейок.

Для кожної колісної пари значення  $tg \sum \alpha_i$  визначаються співвідношеннями

$$\left. \begin{aligned} tg \alpha_1 &= \frac{(\Delta r_1 + \Delta r_2)}{S_{n1}} \\ tg \alpha_2 &= \frac{(\Delta r_3 + \Delta r_4)}{S_{n2}} \\ tg \alpha_3 &= \frac{(\Delta r_5 + \Delta r_6)}{S_{n3}} \\ tg \alpha_4 &= \frac{(\Delta r_7 + \Delta r_8)}{S_{n4}} \end{aligned} \right\}, \quad (2.46)$$

де  $\Delta r_i$  – змінення радіуса колеса в точці вертикального контакту колеса з рейкою відносно радіуса середнього кола катання, м (2.25);

$S_{ni}$  – горизонтальні відстані між діючими колами катання коліс, м (рис. 2.9).

Ці величини дорівнюють сумі відстаней  $S_i(t)$  від середини колісних пар до точок контакту коліс і рейок у вертикальній площині

$$\left. \begin{aligned} S_{n1} &= S_1(t) + S_2(t) \\ S_{n2} &= S_3(t) + S_4(t) \\ S_{n3} &= S_4(t) + S_5(t) \\ S_{n4} &= S_6(t) + S_7(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.47)$$

де  $S_i(t)$  – обчислюються за формулою (2.24).

Горизонтальні складові сил ваги кузова і візків, поява яких пов'язана з підвищенням зовнішньої рейки можна визначити як (рис. 2.10)

$$\left. \begin{aligned} Q_{hk} &= M_g \frac{h_{xoz}}{S_{xoz}} \\ Q_{hT1} &= m_{Tg} \frac{h_{T1}}{S_{XT1}} \\ Q_{hT2} &= m_{Tg} \frac{h_{T2}}{S_{XT2}} \end{aligned} \right\}, \quad (2.48)$$

де  $h_{xoz}$ ,  $h_{T1}$ ,  $h_{T2}$  – підвищення зовнішньої рейки в точках, які відповідають центрам ваги кузова і візків екіпажа, м;

$S_{xoz}$ ,  $S_{XT1}$ ,  $S_{XT2}$  – ширина колії в тих же точках, м.

Решта позначень колишня.



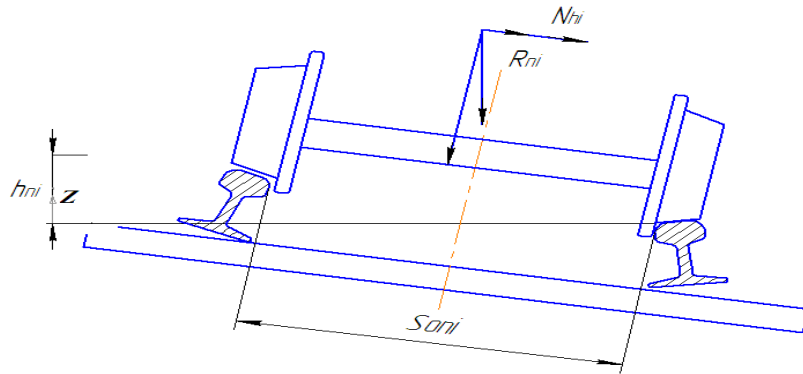


Рис. 2.10. Розрахункова схема для визначення поперечних складових вертикальних сил, викликаних наявністю підвищення зовнішньої рейки

Моменти поздовжніх становлячих сил тертя коліс по рейках (2.38) для кожної колісної пари, з урахуванням змінних параметрів колії і екіпажа і прийнятих узагальнених координат, визначатимуться наступними формулами

$$\left. \begin{aligned}
 M_{n1} &= \begin{cases} (R_1 + R_2) \cdot f \cdot S_{n1} & \text{при } -\infty < \left[ S_{n1} \frac{\dot{q}_{10}}{V} - \frac{(\Delta r_1 - \Delta r_2)}{r_K} \right] < -\frac{(R_1 + R_2) \cdot f \cdot S_{n1}}{2k} \\
 -2kS_{n1} \left[ S_{n1} \frac{\dot{q}_{10}}{V} - \frac{(\Delta r_1 - \Delta r_2)}{r_K} \right] & \text{при } \left| S_{n1} \frac{\dot{q}_{10}}{V} - \frac{(\Delta r_1 - \Delta r_2)}{r_K} \right| \leq \frac{(R_1 + R_2) \cdot f \cdot S_{n1}}{2k} \\
 -(R_1 + R_2) \cdot f \cdot S_{n1} & \text{при } \frac{(R_1 + R_2) \cdot f \cdot S_{n1}}{2k} < \left[ S_{n1} \frac{\dot{q}_{10}}{V} - \frac{(\Delta r_1 - \Delta r_2)}{r_K} \right] < \infty \end{cases} \\
 M_{n2} &= \begin{cases} (R_3 + R_4) \cdot f \cdot S_{n2} & \text{при } -\infty < \left[ S_{n2} \frac{\dot{q}_{10}}{V} - \frac{(\Delta r_3 - \Delta r_4)}{r_K} \right] < \frac{(R_3 + R_4) \cdot f \cdot S_{n2}}{2k} \\
 -2kS_{n2} \left[ S_{n2} \frac{\dot{q}_{10}}{V} - \frac{(\Delta r_3 - \Delta r_4)}{r_K} \right] & \text{при } \left| S_{n2} \frac{\dot{q}_{10}}{V} - \frac{(\Delta r_3 - \Delta r_4)}{r_K} \right| \leq \frac{(R_3 + R_4) \cdot f \cdot S_{n2}}{2k} \\
 -(R_3 + R_4) \cdot f \cdot S_{n2} & \text{при } \frac{(R_3 + R_4) \cdot f \cdot S_{n2}}{2k} < \left[ S_{n2} \frac{\dot{q}_{10}}{V} - \frac{(\Delta r_3 - \Delta r_4)}{r_K} \right] < \infty \end{cases} \\
 M_{n3} &= \begin{cases} (R_5 + R_6) \cdot f \cdot S_{n3} & \text{при } -\infty < \left[ S_{n3} \frac{\dot{q}_{12}}{V} - \frac{(\Delta r_5 - \Delta r_6)}{r_K} \right] < -\frac{(R_5 + R_6) \cdot f \cdot S_{n3}}{2k} \\
 -2kS_{n3} \left[ S_{n3} \frac{\dot{q}_{12}}{V} - \frac{(\Delta r_5 - \Delta r_6)}{r_K} \right] & \text{при } \left| S_{n3} \frac{\dot{q}_{12}}{V} - \frac{(\Delta r_5 - \Delta r_6)}{r_K} \right| \leq \frac{(R_5 + R_6) \cdot f \cdot S_{n3}}{2k} \\
 -(R_5 + R_6) \cdot f \cdot S_{n3} & \text{при } \frac{(R_5 + R_6) \cdot f \cdot S_{n3}}{2k} < \left[ S_{n3} \frac{\dot{q}_{12}}{V} - \frac{(\Delta r_5 - \Delta r_6)}{r_K} \right] < \infty \end{cases} \\
 M_{n4} &= \begin{cases} (R_7 + R_8) \cdot f \cdot S_{n4} & \text{при } -\infty < \left[ S_{n4} \frac{\dot{q}_{12}}{V} - \frac{(\Delta r_7 - \Delta r_8)}{r_K} \right] < -\frac{(R_7 + R_8) \cdot f \cdot S_{n4}}{2k} \\
 -2kS_{n4} \left[ S_{n4} \frac{\dot{q}_{12}}{V} - \frac{(\Delta r_7 - \Delta r_8)}{r_K} \right] & \text{при } \left| S_{n4} \frac{\dot{q}_{12}}{V} - \frac{(\Delta r_7 - \Delta r_8)}{r_K} \right| \leq \frac{(R_7 + R_8) \cdot f \cdot S_{n4}}{2k} \\
 -(R_7 + R_8) \cdot f \cdot S_{n4} & \text{при } \frac{(R_7 + R_8) \cdot f \cdot S_{n4}}{2k} < \left[ S_{n4} \frac{\dot{q}_{12}}{V} - \frac{(\Delta r_7 - \Delta r_8)}{r_K} \right] < \infty \end{cases}
 \end{aligned} \right\} \cdot (2.49)$$

Таким чином, одержані формули (2.39)-(2.49), які дозволяють розраховувати

горизонтальні сили взаємодії і кінематичні зв'язки підсистем «екіпаж» і «колія».

## 2.7 Розрахункові геометричні параметри рейкової колії

В розділах 2.2-2.6 використані як розрахункові складові наступні геометричні параметри рейкової колії:

- 1)  $S_{0n1-4}$  – ширина колії в точках контакту колісних пар і рейок (нумерація пар по ходу руху екіпажів);
- 2)  $h_{n1-4}$  – підвищення рейок в тих же точках;
- 3)  $S_{x03}$ ,  $S_{xT1}$ ,  $S_{xT2}$  – ширина колії в точках, відповідних центрам ваги кузова і візків;
- 4)  $h_{x03}$ ,  $h_{T1}$ ,  $h_{T2}$  – підвищення зовнішньої рейки в цих точках;
- 5)  $\eta_{нєрєз1-4}$  – ординати вертикальних нерівностей колії в точках контакту;
- 6)  $\eta_{нєрєу1-4}$  – абсциси горизонтальних нерівностей колії;
- 7)  $\rho_{x01}$ ,  $\rho_{x02}$  – радіуси кривизни колії, відповідні центрам першого і другого автозчеплень (номери – по ходу руху екіпажу);
- 8)  $\rho_{x03}$  – радіус, відповідний центру ваги кузова екіпажа;
- 9)  $\rho_{xT1}$ ,  $\rho_{xT2}$  – те ж, відповідні центрам ваги першого і другого візка по ходу руху.

Однією з головних цілей даного дослідження є вивчення змін динамічних характеристик взаємодії підсистем «екіпаж» і «колія» при русі екіпажу як по прямих, так і по кривих ділянках колії, включаючи перехідні і кругові криві. Крім того, динаміка взаємодії істотно змінюється при проходженні екіпажем вертикальних і горизонтальних нерівностей колії. Таким чином, потрібно визначати приведені вище геометричні параметри для ділянок колії з вказаними особливостями плану і профілю.

Розглянемо рух чотиривісного екіпажа з постійною швидкістю  $V$  по відрізьку колії, який включає пряму ділянку, перехідну і кругову криву (рис. 2.11). Вертикальні і горизонтальні нерівності можуть знаходитися на будь-якій з ділянок – на

прямій, на перехідній або круговій кривій.

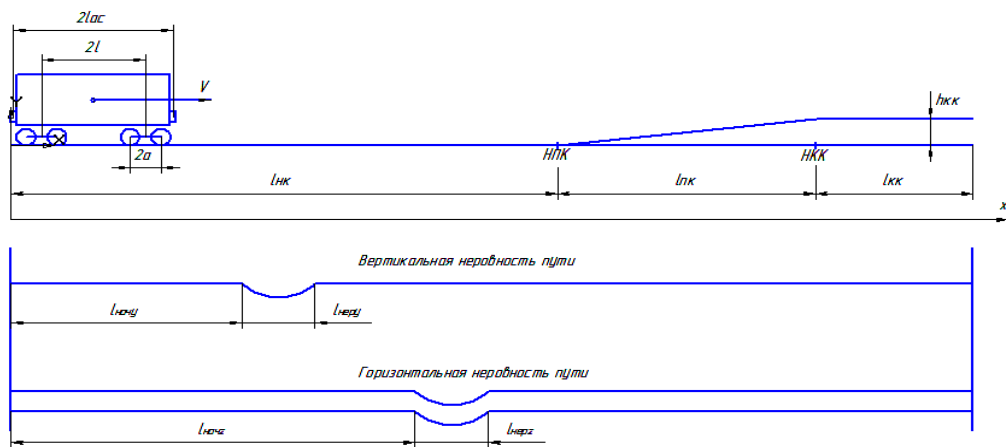


Рис. 2.11. Розрахункова схема ділянки колії

Розрахунковий відрізок колії характеризується наступними параметрами:

- ширина колії в прямій  $S_{0пр}$ , м;
- ширина колії в кривій  $S_{0кр}$ , м;
- радіус кругової кривої  $\rho_{кк}$ , м;
- відстань від початку кривої (довжина) прямої ділянки колії  $l_{нк}$ , м;
- довжина перехідної кривої  $l_{нк}$ , м;
- довжина кругової кривої  $l_{кк}$ , м;
- загальна довжина розрахункового відрізка колії  $l_{нк} + l_{нк} + l_{кк}$ , м;
- підвищення зовнішньої рейки в круговій кривій  $h_{кк}$ , м;
- поздовжній ухил ділянки  $i_0$ ;
- величина підуклонки рейки  $i_\delta$ .

Вертикальна нерівність колії характеризується наступними параметрами:

- відстань до початку нерівності  $l_{начз}$ , м;
- довжина нерівності  $l_{нерз}$ , м;
- максимальна стріла вигину  $\eta_{y0}$ , м;
- параметр емпіричної залежності  $a_z$ ;

Горизонтальна нерівність колії, у свою чергу має наступні параметри:

- відстань до початку нерівності  $l_{начу}$ , м;

- довжина нерівності  $l_y$ , м;
- максимальна стріла вигину  $\eta_{y0}$ , м;
- параметр емпіричної залежності  $a_y$ .

Оскільки розміри екіпажа співпоставлені з довжиною розрахункового відрізка колії і впливають на необхідну точність розрахунків, абсциси  $X_i$  характерних точок екіпажа потрібно розраховувати у будь-який момент часу  $t$ . Приймаючи, що в початковий момент  $t = 0$  вісь другого по ходу руху автозчеплення знаходилася в точці  $x = 0$ , абсциси  $x_i$  характерних точок під час руху будуть дорівнювати:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \text{ вісь першого автозчеплення } X_{01} = Vt + 2l_{ac} \quad (м); \\ 2) \text{ центр ваги першого візка } X_{Г1} = Vt + l_{ac} + l \quad (м); \\ 3) \text{ центр ваги першого візка } X_{03} = Vt + 2l_{ac} \quad (м); \\ 4) \text{ центр ваги другого візка } X_{Г2} = Vt + l_{ac} + a \quad (м); \\ \text{– вісі колісних пар:} \\ 5) \text{ першої } X_{n1} = Vt + l_{ac} + l + a \quad (м); \\ 6) \text{ другої } X_{n2} = Vt + l_{ac} + l - a \quad (м); \\ 7) \text{ третьої } X_{n3} = Vt + l_{ac} - l + a \quad (м); \\ 8) \text{ четвертої } X_{n4} = Vt + l_{ac} - l - a \quad (м); \\ 9) \text{ вісь другого автозчеплення } X_{02} = Vt \quad (м); \end{array} \right\} \cdot \quad (2.50)$$

Тоді розрахункові значення ширини колії в точках контакту колісних пар і рейок в центрах ваги кузова і візків, можна визначити як (рис. 2.11)

$$\left. \begin{array}{l} S_{0i} = S_{0np} \quad \text{при } X_i \leq l_{нач\ кр} \\ S_i = \frac{(S_{0\ кр} - S_{0\ np})X_{ni}}{l_{нк}} \quad \text{при } l_{нач\ кр} < x_i < l_{нач\ кр} + l_{нк} \\ S_{0i} = S_{0кр} \quad \text{при } l_{нач\ кр} + l_{нк} \leq x_i < l_{нач\ кр} + l_{нк} + l_{кк} \end{array} \right\} \cdot \quad (2.51)$$

Підвищення зовнішньої рейки в цих же точках визначаються з умов

$$\left. \begin{array}{l} h_i = 0 \quad \text{при } X_i \leq l_{нач\ кр} \\ h_i = \frac{h_{кк}}{l_{нк}} \cdot X_{ni} \quad \text{при } l_{нач\ кр} < X_i < l_{нач\ кр} + l_{нк} \\ h_i = h_{кк} \quad \text{при } l_{нач\ кр} + l_{нк} \leq X_i < l_{нач\ кр} + l_{нк} + l_{кк} \end{array} \right\} \cdot \quad (2.52)$$

Ординати вертикальних нерівностей колії для кожної колісної пари, з урахуванням виду емпіричної залежності ординат нерівностей, розраховуються за фор-

мулами

$$\left. \begin{aligned} \eta_{нерz i} &= 0 \text{ при } x_{ni} < \ell_{начz} \\ \eta_{нерz i} &= \eta_{y0} e^{-a_z x_{ni}} \cdot \sin \frac{\pi x_{ni}}{2\ell_{нерz}} \text{ при } \ell_{начz} \leq x \leq \ell_{начz} + \ell_{нерz} \\ \eta_{нерz i} &= 0 \text{ при } x_{ni} > \ell_{начz} + \ell_{нерz} \end{aligned} \right\} \quad (2.53)$$

Аплікати горизонтальних нерівностей колії для кожної пари можна визначити

$$\left. \begin{aligned} \eta_{неру i} &= 0 \text{ при } x_{ni} < \ell_{начу} \\ \eta_{неру i} &= \eta_{y0} \cdot e^{-a_y x_{ni}} \cdot \sin \frac{\pi x_{ni}}{2\ell_{неру}} \text{ при } \ell_{начу} \leq x_{ni} \leq \ell_{начу} + \ell_{неру} \\ \eta_{неру i} &= 0 \text{ при } x_{ni} > \ell_{начу} + \ell_{неру} \end{aligned} \right\} \quad (2.54)$$

У формулах (2.51)-(2.54) позначення колишні.

Радіуси кривизни колії, які відповідають центрам автозчеплень і центрам ваги кузова і візків, для ділянок колії, які не мають горизонтальних нерівностей будуть дорівнювати

$$\left. \begin{aligned} \rho_{хк i} &= \rho_{хк i} \\ \rho_{хк i} &= \infty \text{ при } x_i \leq \ell_{начкр} \\ \rho_{хк i} &= \frac{R_{кк} \cdot \ell_{пк}}{x_i} \text{ при } \ell_{начкр} < x_i < \ell_{начкр} + \ell_{пк} \\ \rho_{хк i} &= R_{кк} \text{ при } \ell_{начкр} + \ell_{пк} \leq x_i < \ell_{начкр} \end{aligned} \right\}, \quad (2.55)$$

де  $\rho_{хк i}$  – радіус кривизни ділянок колії, не маючих горизонтальних нерівностей, м;

$x_i$  – абциси, які визначаються за формулами 1-4 (2.50).

Решта позначень колишня.

В межах горизонтальної нерівності колії з'являється додаткова кривизна, радіус якої можна визначити, використовуючи відому залежність між координатами

$\eta_{неру}$  і  $x_i$  її точок і радіусом  $\rho_{х-нер i}$

$$\frac{1}{\rho_{х-нер i}} = \frac{d^y \cdot \eta_{неру}}{dx_i^2}.$$

Виконавши необхідні перетворення, одержимо

$$\rho_{x \text{ нері}} = e^{+a_y(x_i)} \left[ \eta_{y0} \left( \frac{\pi}{2\ell_{\text{нер}}} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi \cdot x_i}{2\ell_{\text{неру}}} \right) + 2\eta_{y0} \cdot a_y \frac{\pi}{\ell_{\text{неру}}} \right]^{-1}. \quad (2.56)$$

В тому випадку, якщо горизонтальна нерівність знаходиться на прямій ділянці колії, радіуси кривизни  $\rho_{x01}, \rho_{x02}, \rho_{x03}, \rho_{xT1}, \rho_{xT2}$ , в межах нерівності будуть дорівнювати

$$\rho_{xi} = \rho_{x \text{ нері}}(x_i < \ell_{\text{нк}}). \quad (2.57)$$

При розташуванні нерівності в межах кривої, загальний радіус можна визначати як

$$\rho_{xi} = \frac{\rho_{xki} \cdot \rho_{x \text{ нері}}}{\rho_{xki} + \rho_{x \text{ нері}}} \text{ при } \ell_{\text{нк}} \leq x_i < \ell_{\text{нк}} + \ell_{\text{ккр}}. \quad (2.58)$$

Позначення у формулах (2.57) і (2.58) колишні.

## 2.8 Приведена жорсткість колії в вертикальній і горизонтальній площинах. Приведений коефіцієнт дисипації колії

В розділі 2.5 вертикальні сили взаємодії підсистем «екіпаж» і «колія», з урахуванням прийнятих в розділі 2.1 допущень про пружно-дисипативні властивості колії, визначаються за формулою

$$R_{1-4} = C_{\epsilon} (\delta_{\text{уст}} + \delta_{z1-8}) + \beta_{\epsilon} (\dot{\delta}_{z1-8}) \cdot \text{sign} \dot{\delta}_{z1-8}.$$

Перший доданок в правій частині цієї формули є пружною складовою, а другий – дисипативною складовою вертикальних сил взаємодії. Тоді цю формулу можна записати у вигляді

$$R_i = R_{zi} + R_{\text{дис.}i}.$$

Розглянемо роботу рейкової нитки, що має тільки пружні властивості, під дією сили  $R_{zi}$ . Виходячи з висновків, що наведені в розділі 1.4, в якості розрахункової схеми рейкової нитки була прийнята балка, що спирається на багато пружних опор (рис. 2.12).

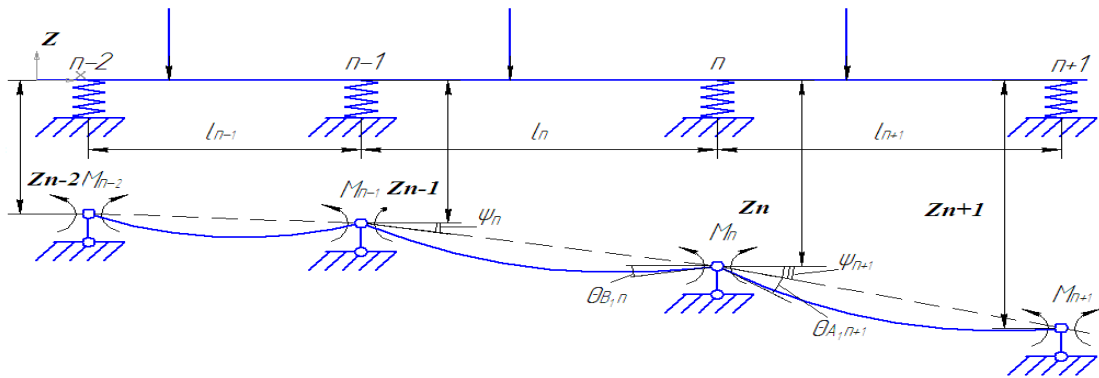


Рис. 2.12. Загальна розрахункова схема балки на пружних опорах

Шукана змінна величина приведеної вертикальної жорсткості рейкової нитки в точці контакту колеса і рейки, з урахуванням прийнятих позначень, визначатиметься як

$$C_{gi} = \frac{R_{zmi}}{Z_{pi}}, \quad (2.59)$$

де  $Z_{pi}$  – прогинання рейки під колесом.

Розглянемо коливання колії під дією рухомого навантаження, від коліс. В роботах [102-106], було отримано диференціальні рівняння поперечних коливань балки під дією зосередженої сили, яка змінюється по гармонічному закону (рис. 2.13).

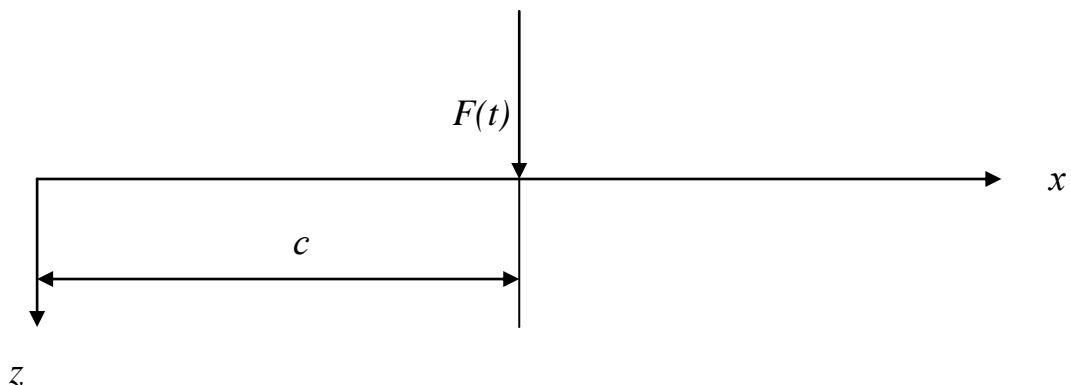


Рис. 2.13. Розрахункова схема рейкової нитки як балки на пружних опорах під дією горизонтальної сили, що рухається

$$z(x) = z_0 A_{xx} + \frac{z_0'}{S} B_{xx} + \frac{F(t)}{S^3 EI} D_{S(x-c)}, \quad (2.60)$$

де  $z_0$ ,  $z_0'$  – початкові параметри, відповідно вигин і кут повороту на початку коор-

динат;

$A_{sx}, B_{sx}, D_{sx}$  – функції О.М. Крилова;

$E$  – модуль пружності матеріалу балки;

$I$  – момент поперечного перетину балки;

$S$  – характеристичне число, яке визначається співвідношенням

$$S^4 = \frac{m \cdot \theta^2}{EI}, \quad (2.61)$$

де  $m$  – розподілена маса колії, яка приймає участь в процесі коливань;

$\theta$  – частота коливань.

Функції О.М. Крилова в рівнянні (2.60) представляють собою вираз

$$\begin{aligned} A_{sx} &= \frac{1}{2}(ch\ sx + \cos\ sx); \\ B_{sx} &= \frac{1}{2}(sh\ sx + \sin\ sx); \\ D_{sx} &= \frac{1}{2}(sh\ sx - \sin\ sx). \end{aligned} \quad (2.62)$$

Розглянемо далі розрахункову схему колії в вигляді балки на 10 пружних опорах, оскільки багаточисельні дослідження (наприклад [7, 30, 44]) показали, що хвиля вигину рейки не розповсюджується далі 2,5 м від точки прикладання навантаження.

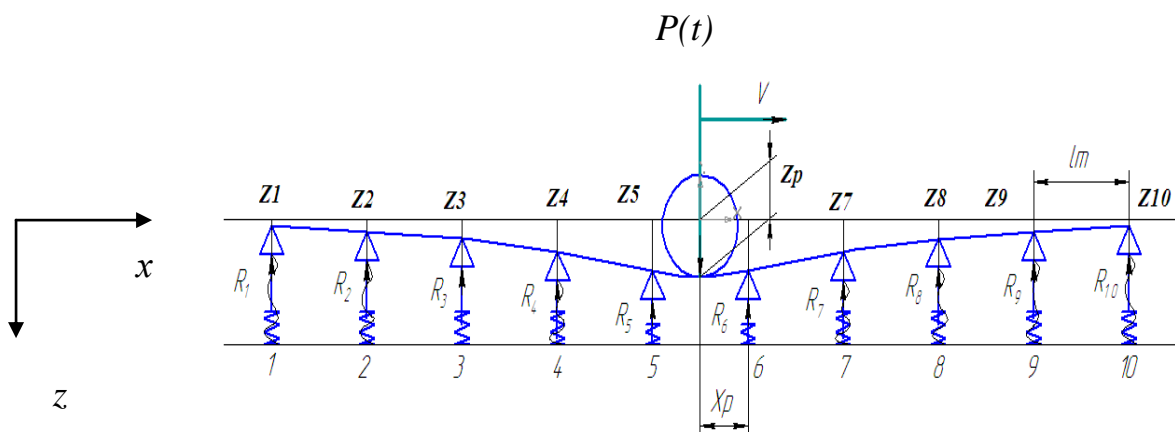


Рис. 2.14. Розрахункова схема рейкової нитки на пружних опорах під дією рухомого навантаження



$$\begin{aligned}
z(1) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(l_u - l_u) - R_2 Ds(l_u - 2l_u) - R_3 Ds(l_u - 3l_u) - R_4 Ds(l_u - 4l_u) - R_5 Ds(l_u - 5l_u) - R_6 Ds(l_u - 6l_u) - \\
&- R_7 Ds(l_u - 7l_u) - R_8 Ds(l_u - 8l_u) - R_9 Ds(l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(l_u - 10l_u) + PDs(l_u - x_p)) \\
z(2) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(2l_u - l_u) - R_2 Ds(2l_u - 2l_u) - R_3 Ds(2l_u - 3l_u) - R_4 Ds(2l_u - 4l_u) - R_5 Ds(2l_u - 5l_u) - \\
&- R_6 Ds(2l_u - 6l_u) - R_7 Ds(2l_u - 7l_u) - R_8 Ds(2l_u - 8l_u) - R_9 Ds(2l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(2l_u - 10l_u) + PDs(2l_u - x_p)) \\
z(3) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(3l_u - l_u) - R_2 Ds(3l_u - 2l_u) - R_3 Ds(3l_u - 3l_u) - R_4 Ds(3l_u - 4l_u) - R_5 Ds(3l_u - 5l_u) - \\
&- R_6 Ds(3l_u - 6l_u) - R_7 Ds(3l_u - 7l_u) - R_8 Ds(3l_u - 8l_u) - R_9 Ds(3l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(3l_u - 10l_u) + PDs(3l_u - x_p)) \\
z(4) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(4l_u - l_u) - R_2 Ds(4l_u - 2l_u) - R_3 Ds(4l_u - 3l_u) - R_4 Ds(4l_u - 4l_u) - R_5 Ds(4l_u - 5l_u) - \\
&- R_6 Ds(4l_u - 6l_u) - R_7 Ds(4l_u - 7l_u) - R_8 Ds(4l_u - 8l_u) - R_9 Ds(4l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(4l_u - 10l_u) + PDs(4l_u - x_p)) \\
z(5) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(5l_u - l_u) - R_2 Ds(5l_u - 2l_u) - R_3 Ds(5l_u - 3l_u) - R_4 Ds(5l_u - 4l_u) - R_5 Ds(5l_u - 5l_u) - \\
&- R_6 Ds(5l_u - 6l_u) - R_7 Ds(5l_u - 7l_u) - R_8 Ds(5l_u - 8l_u) - R_9 Ds(5l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(5l_u - 10l_u) + PDs(5l_u - x_p)) \\
z(6) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(6l_u - l_u) - R_2 Ds(6l_u - 2l_u) - R_3 Ds(6l_u - 3l_u) - R_4 Ds(6l_u - 4l_u) - R_5 Ds(6l_u - 5l_u) - \\
&- R_6 Ds(6l_u - 6l_u) - R_7 Ds(6l_u - 7l_u) - R_8 Ds(6l_u - 8l_u) - R_9 Ds(6l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(6l_u - 10l_u) + PDs(6l_u - x_p)) \\
z(7) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(7l_u - l_u) - R_2 Ds(7l_u - 2l_u) - R_3 Ds(7l_u - 3l_u) - R_4 Ds(7l_u - 4l_u) - R_5 Ds(7l_u - 5l_u) - \\
&- R_6 Ds(7l_u - 6l_u) - R_7 Ds(7l_u - 7l_u) - R_8 Ds(7l_u - 8l_u) - R_9 Ds(7l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(7l_u - 10l_u) + PDs(7l_u - x_p)) \\
z(8) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(8l_u - l_u) - R_2 Ds(8l_u - 2l_u) - R_3 Ds(8l_u - 3l_u) - R_4 Ds(8l_u - 4l_u) - R_5 Ds(8l_u - 5l_u) - \\
&- R_6 Ds(8l_u - 6l_u) - R_7 Ds(8l_u - 7l_u) - R_8 Ds(8l_u - 8l_u) - R_9 Ds(8l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(8l_u - 10l_u) + PDs(8l_u - x_p)) \\
z(9) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(9l_u - l_u) - R_2 Ds(9l_u - 2l_u) - R_3 Ds(9l_u - 3l_u) - R_4 Ds(9l_u - 4l_u) - R_5 Ds(9l_u - 5l_u) - \\
&- R_6 Ds(9l_u - 6l_u) - R_7 Ds(9l_u - 7l_u) - R_8 Ds(9l_u - 8l_u) - R_9 Ds(9l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(9l_u - 10l_u) + PDs(9l_u - x_p)) \\
z(10) &= \frac{1}{s^3 EI} (-R_1 Ds(10l_u - l_u) - R_2 Ds(10l_u - 2l_u) - R_3 Ds(10l_u - 3l_u) - R_4 Ds(10l_u - 4l_u) - R_5 Ds(10l_u - 5l_u) - \\
&- R_6 Ds(10l_u - 6l_u) - R_7 Ds(10l_u - 7l_u) - R_8 Ds(10l_u - 8l_u) - R_9 Ds(10l_u - 9l_u) - R_{10} Ds(10l_u - 10l_u) + PDs(10l_u - x_p))
\end{aligned} \tag{2.63}$$

Якщо прийняти початок координат за межами розглядаємих 10 опор, в цій точці величина прогинання рейкової нитки буде рівна нулю

$$z_0 = 0$$

Крім того, при  $x = 0$   $\cos x = 1$ ,  $\sin x = 0$ ,  $chx = 1$ ,  $shx = 0$ . Тоді рівняння (2.60) буде мати вид

$$z(x) = \frac{F_i(t)}{S^3 EI} D_{S(x-c)}$$

Запишемо це рівняння для прогинів усіх десяти рейкових опор в будь-який момент часу  $t$  (2.63).

У цих рівняннях відстань від найближчої опори до точки прикладання навантаження визначається як

$$x_p = 5l_u + \left(1 - \left\{ \frac{x_{ni}}{l_u} \right\}\right) \cdot l_u, \tag{2.64}$$

де  $\left\{ \frac{x_{ni}}{l_u} \right\}$  – дрібна частина співвідношення  $\frac{x_{ni}}{l_u}$ .

Запишемо систему рівнянь (2.63) інакше, помножуючи праву і ліву частини

рівнянь на величину  $s^3 \cdot EI$  і замінюючи значення реакцій опор добутком прогинання рейки над опорою  $y_i$  на жорсткість опори  $c$

$$R_i = z_i \cdot c .$$

після перетворення отримаємо рівняння (2.65)

$$\begin{aligned} & z_1 s^3 EI + z_2 c Ds(l_u - 2l_u) + z_3 c Ds(l_u - 3l_u) + z_4 c Ds(l_u - 4l_u) + z_5 c Ds(l_u - 5l_u) + z_6 c Ds(l_u - 6l_u) + \\ & + z_7 c Ds(l_u - 7l_u) + z_8 c Ds(l_u - 8l_u) + z_9 c Ds(l_u - 9l_u) + z_{10} c Ds(l_u - 10l_u) = P(t) Ds(l_u - x_p) \\ & z_1 c Ds(2l_u - l_u) + z_2 s^3 EI + z_3 c Ds(2l_u - 3l_u) + z_4 c Ds(2l_u - 4l_u) + z_5 c Ds(2l_u - 5l_u) + z_6 c Ds(2l_u - 6l_u) + \\ & + z_7 c Ds(2l_u - 7l_u) + z_8 c Ds(2l_u - 8l_u) + z_9 c Ds(2l_u - 9l_u) + z_{10} c Ds(2l_u - 10l_u) = P(t) Ds(2l_u - x_p) \\ & z_1 c Ds(3l_u - l_u) + z_2 c Ds(3l_u - 2l_u) + z_3 s^3 EI + z_4 c Ds(3l_u - 4l_u) + z_5 c Ds(3l_u - 5l_u) + z_6 c Ds(3l_u - 6l_u) + \\ & + z_7 c Ds(3l_u - 7l_u) + z_8 c Ds(3l_u - 8l_u) + z_9 c Ds(3l_u - 9l_u) + z_{10} c Ds(3l_u - 10l_u) = P(t) Ds(3l_u - x_p) \\ & z_1 c Ds(4l_u - l_u) + z_2 c Ds(4l_u - 2l_u) + z_3 c Ds(4l_u - 3l_u) + z_4 s^3 EI + z_5 c Ds(4l_u - 5l_u) + z_6 c Ds(4l_u - 6l_u) + \\ & + z_7 c Ds(4l_u - 7l_u) + z_8 c Ds(4l_u - 8l_u) + z_9 c Ds(4l_u - 9l_u) + z_{10} c Ds(4l_u - 10l_u) = P(t) Ds(4l_u - x_p) \\ & z_1 c Ds(5l_u - l_u) + z_2 c Ds(5l_u - 2l_u) + z_3 c Ds(5l_u - 3l_u) + z_4 c Ds(5l_u - 4l_u) + z_5 s^3 EI + z_6 c Ds(5l_u - 6l_u) + \\ & + z_7 c Ds(5l_u - 7l_u) + z_8 c Ds(5l_u - 8l_u) + z_9 c Ds(5l_u - 9l_u) + z_{10} c Ds(5l_u - 10l_u) = P(t) Ds(5l_u - x_p) \\ & z_1 c Ds(6l_u - l_u) + z_2 c Ds(6l_u - 2l_u) + z_3 c Ds(6l_u - 3l_u) + z_4 c Ds(6l_u - 4l_u) + z_5 c Ds(6l_u - 5l_u) + z_6 s^3 EI + \\ & + z_7 c Ds(6l_u - 7l_u) + z_8 c Ds(6l_u - 8l_u) + z_9 c Ds(6l_u - 9l_u) + z_{10} c Ds(6l_u - 10l_u) = P(t) Ds(6l_u - x_p) \\ & z_1 c Ds(7l_u - l_u) + z_2 c Ds(7l_u - 2l_u) + z_3 c Ds(7l_u - 3l_u) + z_4 c Ds(7l_u - 4l_u) + z_5 c Ds(7l_u - 5l_u) + \\ & + z_6 c Ds(7l_u - 6l_u) + z_7 s^3 EI + z_8 c Ds(7l_u - 8l_u) + z_9 c Ds(7l_u - 9l_u) + z_{10} c Ds(7l_u - 10l_u) = P(t) Ds(7l_u - x_p) \\ & z_1 c Ds(8l_u - l_u) + z_2 c Ds(8l_u - 2l_u) + z_3 c Ds(8l_u - 3l_u) + z_4 c Ds(8l_u - 4l_u) + z_5 c Ds(8l_u - 5l_u) + \\ & + z_6 c Ds(8l_u - 6l_u) + z_7 c Ds(8l_u - 7l_u) + z_8 s^3 EI + z_9 c Ds(8l_u - 9l_u) + z_{10} c Ds(8l_u - 10l_u) = P(t) Ds(8l_u - x_p) \\ & z_1 c Ds(9l_u - l_u) + z_2 c Ds(9l_u - 2l_u) + z_3 c Ds(9l_u - 3l_u) + z_4 c Ds(9l_u - 4l_u) + z_5 c Ds(9l_u - 5l_u) + \\ & + z_6 c Ds(9l_u - 6l_u) + z_7 c Ds(9l_u - 7l_u) + z_8 c Ds(9l_u - 8l_u) + z_9 s^3 EI + z_{10} c Ds(9l_u - 10l_u) = P(t) Ds(9l_u - x_p) \\ & z_1 c Ds(10l_u - l_u) + z_2 c Ds(10l_u - 2l_u) + z_3 c Ds(10l_u - 3l_u) + z_4 c Ds(10l_u - 4l_u) + z_5 c Ds(10l_u - 5l_u) + \\ & + z_6 c Ds(10l_u - 6l_u) + z_7 c Ds(10l_u - 7l_u) + z_8 c Ds(10l_u - 8l_u) + z_9 c Ds(10l_u - 9l_u) + z_{10} s^3 EI = P(t) Ds(10l_u - x_p) \end{aligned} \quad . (2.65)$$

В матричній формі систему (2.65) можна записати у вигляді

$$A \cdot Z = H , \quad (2.66)$$

де  $A$  – матриця пружних і інерційних характеристик колії;

$Z$  – матриця-стовпець невідомих деформацій опор;

$H$  – матриця-стовпець зовнішнього навантаження.

Ці матриці мають наступний вид (2.67).

$$A = \begin{pmatrix}
S^3 EI & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\
& (l_{uu} - 2l_{uu}) & (l_{uu} - 3l_{uu}) & (l_{uu} - 4l_{uu}) & (l_{uu} - 5l_{uu}) & (l_{uu} - 6l_{uu}) & (l_{uu} - 7l_{uu}) & (l_{uu} - 8l_{uu}) & (l_{uu} - 9l_{uu}) & (l_{uu} - 10l_{uu}) \\
CD_s & S^3 EI & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\
(2l_{uu} - l_{uu}) & & (2l_{uu} - 3l_{uu}) & (2l_{uu} - 4l_{uu}) & (2l_{uu} - 5l_{uu}) & (2l_{uu} - 6l_{uu}) & (2l_{uu} - 7l_{uu}) & (2l_{uu} - 8l_{uu}) & (2l_{uu} - 9l_{uu}) & (2l_{uu} - 10l_{uu}) \\
CD_s & CD_s & S^3 EI & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\
(3l_{uu} - l_{uu}) & (3l_{uu} - 2l_{uu}) & & (3l_{uu} - 4l_{uu}) & (3l_{uu} - 5l_{uu}) & (3l_{uu} - 6l_{uu}) & (3l_{uu} - 7l_{uu}) & (3l_{uu} - 8l_{uu}) & (3l_{uu} - 9l_{uu}) & (3l_{uu} - 10l_{uu}) \\
CD_s & CD_s & CD_s & S^3 EI & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\
(4l_{uu} - l_{uu}) & (4l_{uu} - 2l_{uu}) & (4l_{uu} - 3l_{uu}) & & (4l_{uu} - 5l_{uu}) & (4l_{uu} - 6l_{uu}) & (4l_{uu} - 7l_{uu}) & (4l_{uu} - 8l_{uu}) & (4l_{uu} - 9l_{uu}) & (4l_{uu} - 10l_{uu}) \\
CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & S^3 EI & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\
(5l_{uu} - l_{uu}) & (5l_{uu} - 2l_{uu}) & (5l_{uu} - 3l_{uu}) & (5l_{uu} - 4l_{uu}) & & (5l_{uu} - 6l_{uu}) & (5l_{uu} - 7l_{uu}) & (5l_{uu} - 8l_{uu}) & (5l_{uu} - 9l_{uu}) & (5l_{uu} - 10l_{uu}) \\
CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & S^3 EI & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\
(6l_{uu} - l_{uu}) & (6l_{uu} - 2l_{uu}) & (6l_{uu} - 3l_{uu}) & (6l_{uu} - 4l_{uu}) & (6l_{uu} - 5l_{uu}) & & (6l_{uu} - 7l_{uu}) & (6l_{uu} - 8l_{uu}) & (6l_{uu} - 9l_{uu}) & (6l_{uu} - 10l_{uu}) \\
CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & S^3 EI & CD_s & CD_s & CD_s \\
(7l_{uu} - l_{uu}) & (7l_{uu} - 2l_{uu}) & (7l_{uu} - 3l_{uu}) & (7l_{uu} - 4l_{uu}) & (7l_{uu} - 5l_{uu}) & (7l_{uu} - 6l_{uu}) & & (7l_{uu} - 8l_{uu}) & (7l_{uu} - 9l_{uu}) & (7l_{uu} - 10l_{uu}) \\
CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & S^3 EI & CD_s & CD_s \\
(8l_{uu} - l_{uu}) & (8l_{uu} - 2l_{uu}) & (8l_{uu} - 3l_{uu}) & (8l_{uu} - 4l_{uu}) & (8l_{uu} - 5l_{uu}) & (8l_{uu} - 6l_{uu}) & (8l_{uu} - 7l_{uu}) & & (8l_{uu} - 9l_{uu}) & (8l_{uu} - 10l_{uu}) \\
CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & S^3 EI & CD_s \\
(9l_{uu} - l_{uu}) & (9l_{uu} - 2l_{uu}) & (9l_{uu} - 3l_{uu}) & (9l_{uu} - 4l_{uu}) & (9l_{uu} - 5l_{uu}) & (9l_{uu} - 6l_{uu}) & (9l_{uu} - 7l_{uu}) & (9l_{uu} - 8l_{uu}) & & (9l_{uu} - 10l_{uu}) \\
CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & S^3 EI \\
(10l_{uu} - l_{uu}) & (10l_{uu} - 2l_{uu}) & (10l_{uu} - 3l_{uu}) & (10l_{uu} - 4l_{uu}) & (10l_{uu} - 5l_{uu}) & (10l_{uu} - 6l_{uu}) & (10l_{uu} - 7l_{uu}) & (10l_{uu} - 8l_{uu}) & (10l_{uu} - 9l_{uu}) &
\end{pmatrix} \cdot (2.67)$$

$$Z = \begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \\ z_5 \\ z_6 \\ z_7 \\ z_8 \\ z_9 \\ z_{10} \end{pmatrix} \cdot z_i \quad . \quad (2.68)$$

$$H = \begin{bmatrix} P(t)D_s(l_{uu} - x_p) \\ P(t)D_s(2l_{uu} - x_p) \\ P(t)D_s(3l_{uu} - x_p) \\ P(t)D_s(4l_{uu} - x_p) \\ P(t)D_s(5l_{uu} - x_p) \\ P(t)D_s(6l_{uu} - x_p) \\ P(t)D_s(7l_{uu} - x_p) \\ P(t)D_s(8l_{uu} - x_p) \\ P(t)D_s(9l_{uu} - x_p) \\ P(t)D_s(10l_{uu} - x_p) \end{bmatrix} \cdot (2.69)$$

Перепишемо матриці (2.69) інакше, винесемо значення колісного навантаження

$$\tilde{H} = \begin{bmatrix} D_s(l_{uu} - x_p) \\ D_s(2l_{uu} - x_p) \\ D_s(3l_{uu} - x_p) \\ D_s(4l_{uu} - x_p) \\ D_s(5l_{uu} - x_p) \\ D_s(6l_{uu} - x_p) \\ D_s(7l_{uu} - x_p) \\ D_s(8l_{uu} - x_p) \\ D_s(9l_{uu} - x_p) \\ D_s(10l_{uu} - x_p) \end{bmatrix} \cdot P(t) . \quad (2.70)$$

Позначимо через  $\Delta$  визначник матриці  $A$  (2.67). Через  $\tilde{\Delta}_j$  позначимо визначник, одержаного з  $\Delta$  викреслюванням  $j$ -го стовпця ( $j = 1, \dots, 10$ ) і вписуванням на це місце стовпця вільних членів  $v_i$  матриці  $H$  (2.70).

По формулі Крамера елементи матриці  $Z$  можна визначити як

$$Z = \frac{\tilde{\Delta}_j}{\Delta} \cdot P(t) . \quad (2.71)$$

Це рівняння, а також вирази (2.67), (2.68) і (2.70) дозволяють розраховувати значення пружних осідань опор  $z_{1-10}$  і реакції опор

$$R_i = z_i \cdot c_y .$$

Величину, зворотну жорсткості, прийнято називати пружністю або податливістю. Пружністю  $D$  називається просідання балки або опори під дією одиничної сили. Тоді формулу (2.59) можна записати у вигляді

$$D_{\epsilon} = \frac{1}{c_{\epsilon}} = \frac{z_p}{R_{yn}} .$$

Далі, приведену вертикальну жорсткість рейкової нитки визначатимемо з наступних міркувань.

Приймаючи  $R_{yn} = 1$  цей вираз матиме вигляд

$$D_{\epsilon} = \frac{1}{c_{\epsilon}} = z_{e0} , \quad (2.72)$$

де  $z_{e0}$  – прогинання рейкової нитки під дією одиничної сили  $R_{eдyn} = 1$ .

Шукану величину прогинання рейкової нитки в точці контакту колеса і рейки під дією одиничної сили, визначивши пружні осідання опор по приведеній мето-

диці, визначимо як [98]

$$z_{\text{доп}i} = z_5 \frac{x_p}{\ell_u} + z_6 \frac{(\ell_u - x_p)}{\ell_u} + \frac{(\ell_u - x_p)^2 x_p^2}{3EI \ell_u}. \quad (2.73)$$

Шукана приведена вертикальна жорсткість колії в точці контакту колеса і рейки дорівнює

$$c_{\text{д}i} = \frac{1}{z_{\text{доп}i}}. \quad (2.74)$$

Наприклад, для розрахунку деформації першої опори визначник  $\tilde{\Delta}_j$  буде ма-

ТИ ВИД

$$\tilde{\Delta}_1 = \begin{pmatrix} D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (\ell_u - x_p) & (\ell_u - 2\ell_u) & (\ell_u - 3\ell_u) & (\ell_u - 4\ell_u) & (\ell_u - 5\ell_u) & (\ell_u - 6\ell_u) & (\ell_u - 7\ell_u) & (\ell_u - 8\ell_u) & (\ell_u - 9\ell_u) & (\ell_u - 10\ell_u) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (2\ell_u - x_p) & S^3EI & (2\ell_u - 3\ell_u) & (2\ell_u - 4\ell_u) & (2\ell_u - 5\ell_u) & (2\ell_u - 6\ell_u) & (2\ell_u - 7\ell_u) & (2\ell_u - 8\ell_u) & (2\ell_u - 9\ell_u) & (2\ell_u - 10\ell_u) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (3\ell_u - x_p) & (3\ell_u - 2\ell_u) & S^3EI & (3\ell_u - 4\ell_u) & (3\ell_u - 5\ell_u) & (3\ell_u - 6\ell_u) & (3\ell_u - 7\ell_u) & (3\ell_u - 8\ell_u) & (3\ell_u - 9\ell_u) & (3\ell_u - 10\ell_u) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (4\ell_u - x_p) & (4\ell_u - 2\ell_u) & (4\ell_u - 3\ell_u) & S^3EI & (4\ell_u - 5\ell_u) & (4\ell_u - 6\ell_u) & (4\ell_u - 7\ell_u) & (4\ell_u - 8\ell_u) & (4\ell_u - 9\ell_u) & (4\ell_u - 10\ell_u) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (5\ell_u - x_p) & (5\ell_u - 2\ell_u) & (5\ell_u - 3\ell_u) & (5\ell_u - 4\ell_u) & S^3EI & (5\ell_u - 6\ell_u) & (5\ell_u - 7\ell_u) & (5\ell_u - 8\ell_u) & (5\ell_u - 9\ell_u) & (5\ell_u - 10\ell_u) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (6\ell_u - x_p) & (6\ell_u - 2\ell_u) & (6\ell_u - 3\ell_u) & (6\ell_u - 4\ell_u) & (6\ell_u - 5\ell_u) & S^3EI & (6\ell_u - 7\ell_u) & (6\ell_u - 8\ell_u) & (6\ell_u - 9\ell_u) & (6\ell_u - 10\ell_u) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (7\ell_u - x_p) & (7\ell_u - 2\ell_u) & (7\ell_u - 3\ell_u) & (7\ell_u - 4\ell_u) & (7\ell_u - 5\ell_u) & (7\ell_u - 6\ell_u) & S^3EI & (7\ell_u - 8\ell_u) & (7\ell_u - 9\ell_u) & (7\ell_u - 10\ell_u) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (8\ell_u - x_p) & (8\ell_u - 2\ell_u) & (8\ell_u - 3\ell_u) & (8\ell_u - 4\ell_u) & (8\ell_u - 5\ell_u) & (8\ell_u - 6\ell_u) & (8\ell_u - 7\ell_u) & S^3EI & (8\ell_u - 9\ell_u) & (8\ell_u - 10\ell_u) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (9\ell_u - x_p) & (9\ell_u - 2\ell_u) & (9\ell_u - 3\ell_u) & (9\ell_u - 4\ell_u) & (9\ell_u - 5\ell_u) & (9\ell_u - 6\ell_u) & (9\ell_u - 7\ell_u) & (9\ell_u - 8\ell_u) & S^3EI & (9\ell_u - 10\ell_u) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (10\ell_u - x_p) & (10\ell_u - 2\ell_u) & (10\ell_u - 3\ell_u) & (10\ell_u - 4\ell_u) & (10\ell_u - 5\ell_u) & (10\ell_u - 6\ell_u) & (10\ell_u - 7\ell_u) & (10\ell_u - 8\ell_u) & (10\ell_u - 9\ell_u) & S^3EI \end{pmatrix}$$

Для другої опори

$$\bar{\Delta}_2 = \begin{pmatrix} S^3EI & D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (l_{uu} - x_p) & (l_{uu} - 3l_{uu}) & (l_{uu} - 4l_{uu}) & (l_{uu} - 5l_{uu}) & (l_{uu} - 6l_{uu}) & (l_{uu} - 7l_{uu}) & (l_{uu} - 8l_{uu}) & (l_{uu} - 9l_{uu}) & (l_{uu} - 10l_{uu}) \\ CD_s & D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (2l_{uu} - l_{uu}) & (2l_{uu} - x_p) & (2l_{uu} - 3l_{uu}) & (2l_{uu} - 4l_{uu}) & (2l_{uu} - 5l_{uu}) & (2l_{uu} - 6l_{uu}) & (2l_{uu} - 7l_{uu}) & (2l_{uu} - 8l_{uu}) & (2l_{uu} - 9l_{uu}) & (2l_{uu} - 10l_{uu}) \\ CD_s & D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (3l_{uu} - l_{uu}) & (3l_{uu} - x_p) & S^3EI & (3l_{uu} - 4l_{uu}) & (3l_{uu} - 5l_{uu}) & (3l_{uu} - 6l_{uu}) & (3l_{uu} - 7l_{uu}) & (3l_{uu} - 8l_{uu}) & (3l_{uu} - 9l_{uu}) & (3l_{uu} - 10l_{uu}) \\ CD_s & D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (4l_{uu} - l_{uu}) & (4l_{uu} - x_p) & (4l_{uu} - 3l_{uu}) & S^3EI & (4l_{uu} - 5l_{uu}) & (4l_{uu} - 6l_{uu}) & (4l_{uu} - 7l_{uu}) & (4l_{uu} - 8l_{uu}) & (4l_{uu} - 9l_{uu}) & (4l_{uu} - 10l_{uu}) \\ D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (5l_{uu} - l_{uu}) & (5l_{uu} - x_p) & (5l_{uu} - 3l_{uu}) & (5l_{uu} - 4l_{uu}) & S^3EI & (5l_{uu} - 6l_{uu}) & (5l_{uu} - 7l_{uu}) & (5l_{uu} - 8l_{uu}) & (5l_{uu} - 9l_{uu}) & (5l_{uu} - 10l_{uu}) \\ CD_s & D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (6l_{uu} - l_{uu}) & (6l_{uu} - x_p) & (6l_{uu} - 3l_{uu}) & (6l_{uu} - 4l_{uu}) & (6l_{uu} - 5l_{uu}) & S^3EI & (6l_{uu} - 7l_{uu}) & (6l_{uu} - 8l_{uu}) & (6l_{uu} - 9l_{uu}) & (6l_{uu} - 10l_{uu}) \\ CD_s & D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (7l_{uu} - l_{uu}) & (7l_{uu} - x_p) & (7l_{uu} - 3l_{uu}) & (7l_{uu} - 4l_{uu}) & (7l_{uu} - 5l_{uu}) & (7l_{uu} - 6l_{uu}) & S^3EI & (7l_{uu} - 8l_{uu}) & (7l_{uu} - 9l_{uu}) & (7l_{uu} - 10l_{uu}) \\ CD_s & D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (8l_{uu} - l_{uu}) & (8l_{uu} - x_p) & (8l_{uu} - 3l_{uu}) & (8l_{uu} - 4l_{uu}) & (8l_{uu} - 5l_{uu}) & (8l_{uu} - 6l_{uu}) & (8l_{uu} - 7l_{uu}) & S^3EI & (8l_{uu} - 9l_{uu}) & (8l_{uu} - 10l_{uu}) \\ CD_s & D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (9l_{uu} - l_{uu}) & (9l_{uu} - x_p) & (9l_{uu} - 3l_{uu}) & (9l_{uu} - 4l_{uu}) & (9l_{uu} - 5l_{uu}) & (9l_{uu} - 6l_{uu}) & (9l_{uu} - 7l_{uu}) & (9l_{uu} - 8l_{uu}) & S^3EI & (9l_{uu} - 10l_{uu}) \\ CD_s & D_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s & CD_s \\ (10l_{uu} - l_{uu}) & (10l_{uu} - 2l_{uu}) & (10l_{uu} - 3l_{uu}) & (10l_{uu} - 4l_{uu}) & (10l_{uu} - 5l_{uu}) & (10l_{uu} - 6l_{uu}) & (10l_{uu} - 7l_{uu}) & (10l_{uu} - 8l_{uu}) & (10l_{uu} - 9l_{uu}) & S^3EI \end{pmatrix}$$

І так далі.

Запропонована методика визначення приведеної вертикальної жорсткості рейкової нитки  $C_e$  в точці контакту колеса і рейки дозволяє враховувати не тільки пружні і геометричні характеристики рейок, але і жорсткості опор  $C_z$ , а також відстані між ними  $\ell_{ui}$ . Величина  $C_{ei}$  змінна в часі для кожного колеса і у будь-який момент часу  $t$  для різних коліс екіпажа.

Ці формули були одержані з використанням допущень  $c_z = const$  і  $\ell_{ui} = const$ . Проте, в реальних умовах, ці величини мають випадкові властивості. Крім того, між рейкою і опорами (шпалами) можуть існувати люфти  $\lambda$ , що також мають статистичні властивості.

Випадкові характеристики приведеної вертикальної жорсткості  $C_{ei}$  впливають на роботу системи «екіпаж–колія» в двох напрямках:

- будучи обурюючими чинниками для цієї системи, вони приводять до безперервної зміни сил взаємодії підсистем «екіпаж» і «колія»;
- флуктуації цих параметрів викликають зміну роботи підсистеми «колія» під дією постійної сили.

Задача про деформації балки, що лежить на стохастичній пружній основі він-

клеровського типу, була вперше поставлена і вирішена із залученням теорії випадкових функцій в роботі В.В. Болотіна [99].

Метод розрахунку багатопролітних балок на пружних опорах з випадковими характеристиками, було запропоновано в роботі [100]. Тут задачі розв'язувалися стосовно конструкцій підземних трубопроводів, що знаходяться під дією розподіленого навантаження, в припущенні статистично малих неоднорідностей. Дослідження [99, 100] показали практичну цінність статистичного аналізу роботи балочних конструкцій на основах з випадковими характеристиками.

Для обліку випадкових властивостей параметрів  $c$ ,  $\ell_u$  і  $\lambda$  використовуємо метод Монте-Карло – метод статистичних випробувань. Суть методу полягає у використанні зв'язку між характеристиками вірогідності і аналітичним рішенням задачі [101]. Під «статичним випробуванням» в даному випадку розумітимемо одержані рішення для окремого випадкового поєднання характеристик опор. Сукупність одержаних рішень при достатньо великій кількості таких випробувань дає можливість статистично оцінити вплив флуктуації характеристик опор не тільки на прогинання рейки, але і на інші показники роботи колії.

Оскільки між податливістю опори  $\frac{1}{c}$ , відстанню між вісями шпал  $\ell_u$  і люфтами  $\lambda$  з одного боку, і пружними прогинаннями опор  $y_i$  з іншого існує пряма залежність, перехід до статистичної оцінки можна здійснити припускаючи нормальний закон розподілу пружних одиничних прогинань  $z_{ed\ 4}$ ,  $z_{ed\ 5}$  і  $z_{ed\ 6}$  в рівнянні (2.73).

Формула, яка забезпечує вірогідність неперевищення максимальних значень  $z_{edi}$  має вигляд

$$z_{edi}^{\max} = z_{edi}^{cp} + 2,5\sqrt{D_y} \quad , \quad (2.75)$$

де  $D_y$  – дисперсія розрахункових величин  $z_{ed\ i}$ ;

Для реалізації запропонованої методики необхідно знати сукупності значень параметрів  $y_i$ , що мають випадкові властивості, і межі їх змін.

При проведенні експериментальних робіт встановлено, що просадки залізобетонних шпал, мають відхилення від середніх значень в межах  $\pm 27\%$ , межі змін

просадок дерев'яних шпал можуть досягати  $\pm 39\%$ .

Таким чином, запропонована методика визначення приведеної вертикальної жорсткості рейкової нитки (підсистеми «колія») дозволяє, на відміну від раніше проведених досліджень, додатково враховувати при визначенні сил взаємодії екіпажа і колії ряд важливих, характеристик верхньої будови колії [102-107].

Диференціюючи в числовому вигляді результати визначення значень  $y_i$  за допомогою вбудованої функції програмної системи *Mathcad* в кожній розрахунковій точці колії при русі  $j$ -го колеса екіпажа, можна легко визначити швидкості вертикальних деформацій  $i$ -х рейкових опор, які в даний момент часу беруть участь у взаємодії екіпажа і колії

$$\dot{\delta}_{\text{дин}zi j} = \frac{dz_{ij}}{dt}.$$

Тоді приведений до точки контакту  $j$ -го колеса і рейки коефіцієнт дисипації колії у вертикальній площині можна одержати, використовуючи результати досліджень, які наведені в (розділі 3)

$$\beta_{zj} = \sum_1^{n_{ij}} \beta_{\text{екв}i} \cdot \text{sign} \dot{\delta}_{\text{дин}zi j},$$

де  $n_{ij}$  – кількість рейкових опор в момент часу  $t$ , у яких при русі  $j$ -го колеса екіпажу швидкість вертикальних деформацій відмінна від нуля;

$\beta_{\text{екв}i}$  – еквівалентний коефіцієнт дисипації рейкових опор в вертикальній площині для заданих умов експлуатації колії;

$\text{sign} \dot{\delta}_{\text{дин}iz}$  – знак швидкості деформації  $i$ -ї опори при вертикальному впливі  $j$ -го колеса екіпажа.

Таким чином, в даній математичній моделі підсистеми «колія» приведені до точки контакту коліс і рейок вертикальна жорсткість колії і вертикальний коефіцієнт дисипації є величинами змінними в часі, різними для кожного колеса екіпажа, залежними не тільки від технічних характеристик колії і рухомого складу, термінів експлуатації колії, але й від положення кожного колеса щодо рейкових опор в кожний момент часу. Величини вертикальних сил взаємодії коліс екіпажа і



колії залежать (крім всіх інших чинників, про що йшла мова вище) не тільки від величини деформації колії в точці контакту, але і від величини і швидкості деформації кожної опори, що бере участь у взаємодії екіпажа і колії.

Направляючі сили  $N_{ni}$ , які є складовими горизонтальних сил взаємодії підсистем «екіпаж» і «колія», прийнято визначати як (2.36) і (2.39)

$$N_{ni} = C_z \delta_{yi} + \beta_z (\dot{\delta}_{yi}) \cdot \text{sign } \dot{\delta}_{yi},$$

де  $\delta_{yi}$  – бічні пружні віджимання головки рейкової нитки під колісними парами, м

$C_z$  – приведена горизонтальна жорсткість рейкової нитки, Н/м;

$\beta_z$  – коефіцієнт дисипації колії в горизонтальній площині, Нс/м.

Застосовуючи принципи, що були викладені в попередньому розділі (2.72)-(2.74), величину  $C_y$  можна визначити

$$C_{yi} = \frac{1}{Z_{np\ e\delta i}}, \quad (2.76)$$

де  $Z_{np\ e\delta i}$  – бічне віджимання головки рейки під дією одиначної горизонтальної поперечної сили  $N_{e\delta i}$ .

Приведений до точки контакту гребеня колеса  $j$ -ї колісної пари і бічної грані головки рейки коефіцієнт дисипації колії в горизонтальній площині можна визначити як

$$\beta_{y j} = \sum_1^{n_{ti}} \beta_{\text{екв } y} \cdot \text{sign } \dot{\delta}_{\text{дин } y i j}, \quad (2.77)$$

де  $n_{ti}$  – кількість рейкових опор в момент часу  $t$ , у яких при русі  $j$ -ї колісної пари швидкість горизонтальних деформацій головки рейки відмінна від нуля;

$\beta_{\text{екв } y}$  – еквівалентний коефіцієнт дисипації рейкових опор в горизонтальній площині для заданих умов в експлуатації;

$\text{sign } \dot{\delta}_{\text{дин } y i j}$  – знак швидкості деформації  $i$ -й опори при горизонтальному впливі  $j$ -ї колісної пари.

Горизонтальна приведена до точки контакту колеса і рейки жорсткість колії і горизонтальний приведений до тієї ж точки коефіцієнт дисипації, як і аналогічні

параметри у вертикальній площині, приймаються в математичній моделі підсистеми колія величинами змінними, залежними від часу, місцезнаходження колісної пари щодо опор і інших характеристик колії і екіпажа, розгляд яких наведено вище.

## 2.9 Висновки за розділом 2

1. Розглянуті і прийняті принципи вибору розрахункової схеми і побудови математичної моделі динамічної системи «екіпаж–колія». Прийняті допущення і передумови моделі.

2. Як розрахункова прийнята просторова схема чотиривісного вантажного вагону, кузов і частини візка вважаються твердими тілами, деформуємість враховується тільки в елементах підвіски, які мають лінійні і нелінійні характеристики.

3. Розглянуті кінематичні і силові зв'язки між елементами підсистеми «екіпаж». Враховані нелінійні сили сухого тертя у фрикційних гасителях коливань, можливості спирання кузова як на п'ятник так і на ковзуни.

4. Врахований вплив подовжніх сил в рухомому складі (сили тяги і гальмування) в першу чергу в кривих ділянках колії.

5. Вертикальні, силові і кінематичні зв'язки підсистем «екіпаж» і «колія» представлені з урахуванням одностороннього зв'язку колеса і рейки, пружної і дисипативної реакцій колії. Врахована можливість руху по колії коліс які мають дисбаланс і повзуни.

6. При визначенні умов контакту коліс і рейок в горизонтальній площині врахована можливість появи як псевдоковзання так і дійсного сухого тертя. Визначені умови виникнення і значення нелінійних направляючих сил з урахуванням жорсткості рейкової нитки при її вигині і крученні. Врахований вплив на горизонтальні поперечні сили, підуклонки рейок і підвищення зовнішньої рейки в кривій.

7. Одержані розрахункові рівняння визначення кінематичного зв'язку коліс і рейок при русі екіпажу по колії, що складається з прямої ділянки, перехідної і

кругових кривих.

8. В математичній моделі розглянуті колювання колії як балки на пружно-дисипативних опорах, під дією змінної сили. Це дало можливість врахувати інерційні характеристики колії при розрахунках сил взаємодії колії і рухомого складу.

## Р О З Д І Л 3

### ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКОСТЕЙ РЕЙКОВИХ ОПОР

#### 3.1 Формування просторових жорсткостей рейкових опор

В розділі 1.2, на підставі аналізу фактичних умов експлуатації в кривих малих радіусів на залізницях України, встановлено, що як рейкові опори використовуються дерев'яні (49 % протяжності кривих з радіусами 450 м і менше) і залізобетонні шпали (51 %). При цьому на більшості ділянок на дерев'яних шпалах використовується скріплення типу ДО (46 % загальної протяжності) і лише на 3 % укладені скріплення інших типів – Д-2, Д-4, КППД-2 і СКД65-Д. При залізобетонних шпалах використовуються скріплення КБ (36 %), КПП-5 і КПП-5-К (10 %) і СКД65-Б (5 %). Таким чином, для досліджень впливу конструкцій рейкових опор на процеси пошкодження рейок в кривих малих радіусів необхідно одержати інформацію про пружні і дисипативні характеристики опор при використанні вказаних конструкцій. Нижче наведений аналіз формування жорсткостей опор, в основу якого покладена концепція багат шарової підрейкової основи, що була розроблена професором Е.І. Даніленко [1, 15, 16, 108], та отримала подальший розвиток в роботі [53].

#### **Формування просторової жорсткості рейкових опор**

Під жорсткістю звичайно розуміється відношення прикладеного до споруди або конструкції навантаження до пружної деформації.

Стосовно окремої рейкової опори залізничної колії її просторова жорсткість визначається як приріст в певному діапазоні навантаження на опору (або зміна в певному діапазоні реакції опори на навантаження від рейкової нитки) до відповідного приросту деформації опори (рис. 3.1).

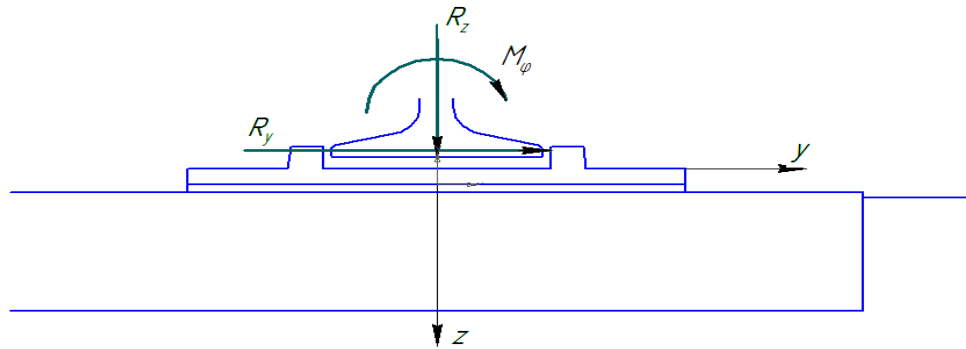


Рис. 3.1. Розрахункова схема для визначення жорсткостей рейкової опори в вертикальній і горизонтальній поперечній площинах

– вертикальна жорсткість	$\left. \begin{aligned} C_z &= \frac{R_{z2} - R_{z1}}{y_2 - y_1} \left( \frac{\text{Н}}{\text{м}} \right) \\ C_y &= \frac{R_{y2} - R_{y1}}{z_2 - z_1} \\ C_\varphi &= \frac{M_{\varphi 2} - M_{\varphi 1}}{\varphi_2 - \varphi_1} \left( \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (3.1)$
– горизонтальна поперечна жорсткість	
– жорсткість при крученні рейки під дією горизонтальної поперечної сили	

де  $R_{z2}, R_{z1}$  – значення вертикальних навантажень на опору, Н;

$R_{y2}, R_{y1}$  – значення горизонтальних поперечних навантажень на опору, Н;

$M_{\varphi 1}, M_{\varphi 2}$  – значення крутних моментів, які діють на опору, Нм;

$y_2, y_1, z_2, z_1$  – пружні деформації опори в вертикальному, горизонтальному поперечному напрямках при навантаженнях відповідно  $R_2$  і  $R_1$ , м;

$\varphi_2, \varphi_1$  – кути повороту рейки на опорі під дією крутних моментів, рад.

Значення навантажень  $R_1$  і  $R_2$  вибирають, виходячи з умов фактичних навантажень на опору, при яких залежності  $y=f(p)$ ,  $z=f(p)$ ,  $x=f(p)$  і  $\varphi=f(p)$  набувають характеру, близького до лінійного.

При використанні в якості рейкових опор залізобетонних або дерев'яних шпал пружні лінійні і кутові переміщення рейки на опорі складаються з переміщень за рахунок деформацій пружних елементів у вузлі проміжного скріплення і пружних переміщень шпал в баласті. Переходячи до складових просторової жорсткості опори однієї рейкової нитки і з урахуванням характеру її роботи, можна записати

$$\left. \begin{aligned} C_z &= \frac{C_{zск} \cdot C_{zш}}{C_{zск} + C_{zш}} \left( \frac{H}{M} \right) \\ C_y &= \frac{C_{yск} \cdot 0,5 C_{yш}}{C_{yск} + C_{yш}} \left( \frac{H}{M} \right) \\ C_\varphi &= \frac{C_{\varphiск} \cdot C_{\varphiш}}{C_{\varphiск} + C_{\varphiш}} \left( \frac{H}{rad} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (3.2)$$

де  $C_{zск}$ ,  $C_{yск}$ ,  $C_{\varphiск}$  – жорсткості проміжного скріплення в вертикальній і горизонтальній поздовжній площинах і при крученні рейки;

$C_{zш}$ ,  $C_{yш}$ ,  $C_{\varphiш}$  – те ж, системи «шпала–баласт».

Детальні дослідження модулів пружності підрейкової основи стосовно конструкції колії на дерев'яних шпалах з скріпленнями типу ДО, виконані у ВНДІЗТ [109], показали, що вплив вигину дерев'яних шпал на формування жорсткості рейкової нитки при крученні рейки складає 1,5-2,5 %. В розрахунках модуль пружності дерев'яної шпали при згинанні прийнятий рівним  $E_{ш}^{узз} = 0,9 \cdot 10^4$  МПа, коефіцієнт пружнього стискання баласту  $C_\phi = 9 \cdot 10^4$  кН/м<sup>3</sup>. При розрахунках колії на залізобетонних шпалах (відповідно  $E_{ш}^{узз} = 3,5 \cdot 10^4$  МПа,  $C_\phi = 14 \div 22 \cdot 10^4$  кН/м<sup>3</sup>). Також було встановлено, що вплив вигину залізобетонної шпали на формування жорсткості опори при крученні рейки виявився менше 1 %. З урахуванням того, що коефіцієнт який може збільшуватися більш, ніж в 2 рази в процесі експлуатації, можна вважати обґрунтованим ухвалення припущення

$$C_\varphi = C_{\varphiск}.$$

Розглянемо далі формування просторової жорсткості найпоширеніших типів проміжних рейкових скріплень і опірність переміщенням шпал в баласті.

## 3.2 Формування просторових жорсткостей проміжних рейкових скріплень

### 3.2.1 Жорсткості скріплення типу ДО

Застосовуючи викладені вище підходи для аналізу просторової жорсткості, для скріплень ДО можна одержати наступну залежності.

#### Вертикальна жорсткість скріплень типу ДО

При дії вертикального навантаження  $R_z$  на скріплення ДО відбувається, зім'яття і стиснення упоперек волокон деревини шпали під підкладкою. Приймаючи пружний опір деревини рівномірно розподіленим за площею підкладки (рис. 3.2), можна записати

$$R_z = \omega_n \cdot q_{\text{под}}, \quad (3.3)$$

де  $\omega_n$  – площа підрейкової підкладки скріплення ДО, м<sup>2</sup>;

$q_{\text{под}}$  – розподілений пружний опір деревини, кН/м<sup>2</sup>.

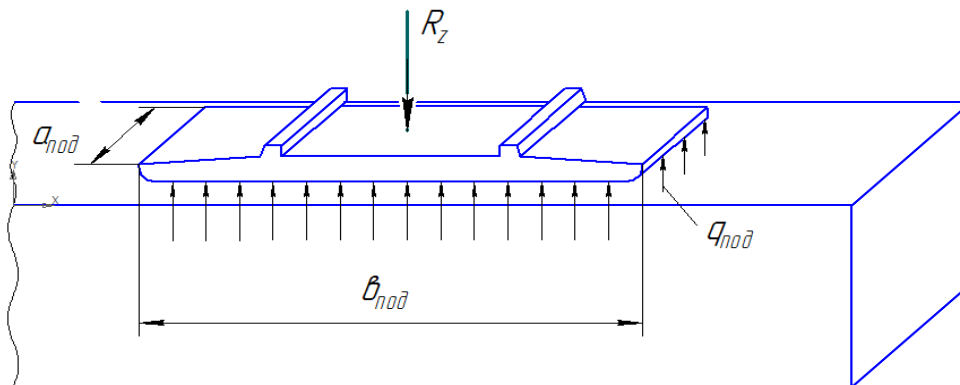


Рис. 3.2. Розрахункова схема для визначення вертикальної жорсткості скріплення ДО

Введемо розрахункову величину  $C_{\text{под}}$  – коефіцієнт постелі підкладки, який характеризує пружні властивості деревини, при зминанні і стисненні упоперек волокон і чисельно рівний навантаженню, яке прикладене до одиничної площі деревини і яке викличе одиничну пружну деформацію кН/м<sup>3</sup>.

Тоді

$$q_{\text{нод}} = C_{\text{нод}} \cdot Z_{\text{скр}}^{\text{сп}}, \quad (3.4)$$

де  $Z_{\text{скр}}^{\text{сп}}$  – середнє значення вертикальної пружної деформації в скріпленні ДО, м.

Металева підкладка повинна розглядатися як пластина, яка розташована на пружній основі та працює під дією вертикальних сил. Прогинання її в підрейковому перетині виявляються більшими, ніж це було б у разі жорсткого штампу. Проте, при певних пружних властивостях деревини не під штампом, а під металевою підкладкою скріплення, в результаті експериментальних робіт можна отримати значення  $C_{\text{нод}}$  з урахуванням жорсткості підкладки.

З урахуванням висловленого, вертикальну жорсткість скріплення ДО можна визначати як

$$C_{z\text{ск}} = \omega_n \cdot C_{\text{нод}}, \quad (3.5)$$

де  $\omega_n$  – площа підкладки, м<sup>2</sup>.

### Горизонтальна поперечна жорсткість скріплення типу ДО

Розрахункова схема для визначення горизонтальної поперечної жорсткості приведена на рис. 3.3. Ця схема була застосована при наступних умовах: дія горизонтальної поперечної сили  $R_z$  викликає тільки горизонтальне переміщення рейки без її кручення; між подошвою рейки, підкладкою і костиллями зазори відсутні.

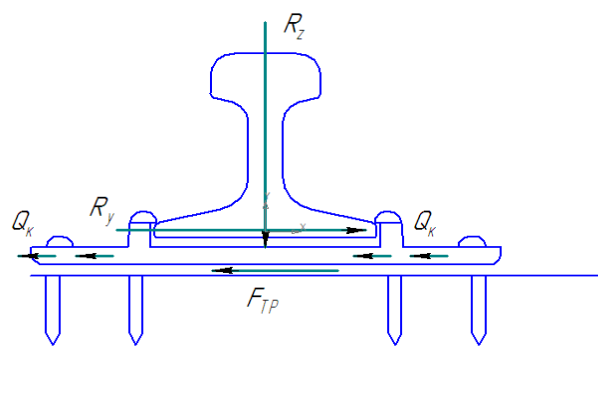


Рис. 3.3. Схема завантаження вузла скріплення ДО поперечним навантаженням

Умова рівноваги у вузлі скріплення має вигляд

$$R_y = F_{\text{тп}} + m Q_k,$$

де  $F_{\text{тп}}$  – сила тертя підкладки по шпалі;



$Q_k$  – опір одного костиля поперечному віджиманню;

$m$  – кількість основних і обшивочних костилів в вузлі скріплення.

До подолання сили тертя  $F_{mp}$ , горизонтальних поперечних деформацій у вузлі скріплення не відбувається.

Тоді умови прояву і формування горизонтальної поперечної жорсткості скріплення ДО можна представити наступними виразами

$$\left. \begin{array}{l} - \text{при } R_y < f_{nid} \cdot R_z \\ C_y = \infty \\ - \text{при } R_y \geq f_{nid} \cdot R_z \\ C_y = m \cdot C_k \quad (\text{кН} / \text{м}) \end{array} \right\} \quad (3.6)$$

де  $R_z$  і  $R_y$  – діючі на вузол скріплення вертикальна і горизонтальна поперечні сили, кН;

$f_{nid}$  – коефіцієнт тертя підкладки по шпалі;

$C_k$  – жорсткість костиля при його поперечному віджиманні, кН/м.

### Жорсткість скріплення типу ДО при крученні рейки

Скріплення ДО, як і скріплення КБ, працює на кручення, будучи одночасно завантаженим вертикальною силою  $R_z$ . Ця сила створює зминання і стиснення деревини на величину  $y$ , викликаючи пружній опір, інтенсивність якої можна представити у вигляді розподіленої по ширині підкладки  $\epsilon_{nod}$  реакції (рис. 3.4).

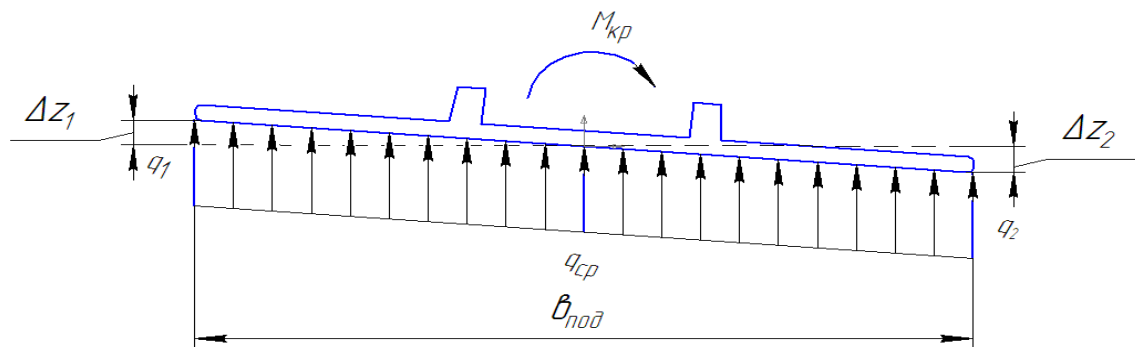


Рис. 3.4. Схема навантаження вузла скріплення ДО крутним моментом

$$q_n = \frac{R_z}{\epsilon_{nod}} = \frac{\omega_n \cdot C_{nod}}{\epsilon_{nod}} \cdot z,$$

де  $\omega_n$  – площа підкладки, м<sup>2</sup>;

$C_{nod}$  – коефіцієнт постелі підкладки, кН/м<sup>3</sup>.

Під дією крутного моменту  $M_{кр}$  кромки підошви підкладки одержують додаткові деформації  $\Delta z_1$  и  $\Delta z_2$  (рис. 3.4).

При цьому величини  $\Delta z_1$  і  $\Delta z_2$  значно менше величини деформації  $z_l$ , викликаной вертикальним навантаженням  $R_z$  [109]. Таким чином, розглядаючи умову рівноваги моментів у вузлі скріплення ДО, зміною сил притиснення основних і обшивочних костилів можна нехтувати.

Умова рівноваги зовнішнього крутного моменту  $M_{кр}$  і моменту нерівномірно розподіленої реакції деревини шпали щодо центру повороту перетину рейки матиме вигляд

$$M_{кр} + (q_1 + q_{cp}) \frac{\epsilon_{nod}^2}{16} - (q_{cp} + q_2) \frac{\epsilon_{nod}^2}{16} = 0.$$

Або інакше

$$M_{кр} = (q_2 - q_1) \frac{\epsilon_{nod}^2}{16}. \quad (3.7)$$

Інтенсивності розподіленого навантаження  $q_1$  і  $q_2$  представимо як

$$q_1 = (z - \Delta z_1) \frac{\omega_n \cdot C_{nod}}{\epsilon_{nod}};$$

$$q_2 = (z + \Delta z_2) \frac{\omega_n \cdot C_{nod}}{\epsilon_{nod}}.$$

Тоді вираз (3.7) матиме вигляд

$$M_{кр} = \left( \frac{\Delta z_2 + \Delta z_1}{\epsilon_{nod}} \right) \omega_n \cdot C_{nod} \frac{\epsilon_{nod}^2}{16}.$$

Враховуючи, що з причини малих значень кута закручування  $\varphi = \frac{\Delta z_2 + \Delta z_1}{\epsilon_{nod}}$ ,

можна одержати залежність жорсткості скріплення ДО при крученні від коефіцієнта постелі підкладки у вигляді

$$C_\varphi = \omega_n \cdot C_{nod} \cdot \frac{\epsilon_{nod}^2}{16}. \quad (3.8)$$

Таким чином, для визначення значень просторової жорсткості скріплення ДО і їх змін в процесі експлуатації, необхідні значення коефіцієнтів постелі підкладки  $C_{под}$  та жорсткість костилів  $C_k$  при їх поперечному віджиманні.

### 3.2.2 Жорсткості скріплень типів Д-2, Д-4, КППД-2 та СКД65-Д

Скріплення зазначених типів, призначені для укладання на дерев'яних шпалах, за конструкцією, на відміну від скріплень типу ДО, є роздільними. У цих скріпленнях рейки прикріплюються до підкладки двома жорсткими (Д-2, СКД65-Д), або пружними клемами і клеменними болтами. В скріпленні Д-4 клеми пружні пластинчасті, у скріпленні КППД – пружні пруткові (рис. 3.5). При жорстких клемах під гайки клеменних болтів ставляться двовиткові пружні шайби.

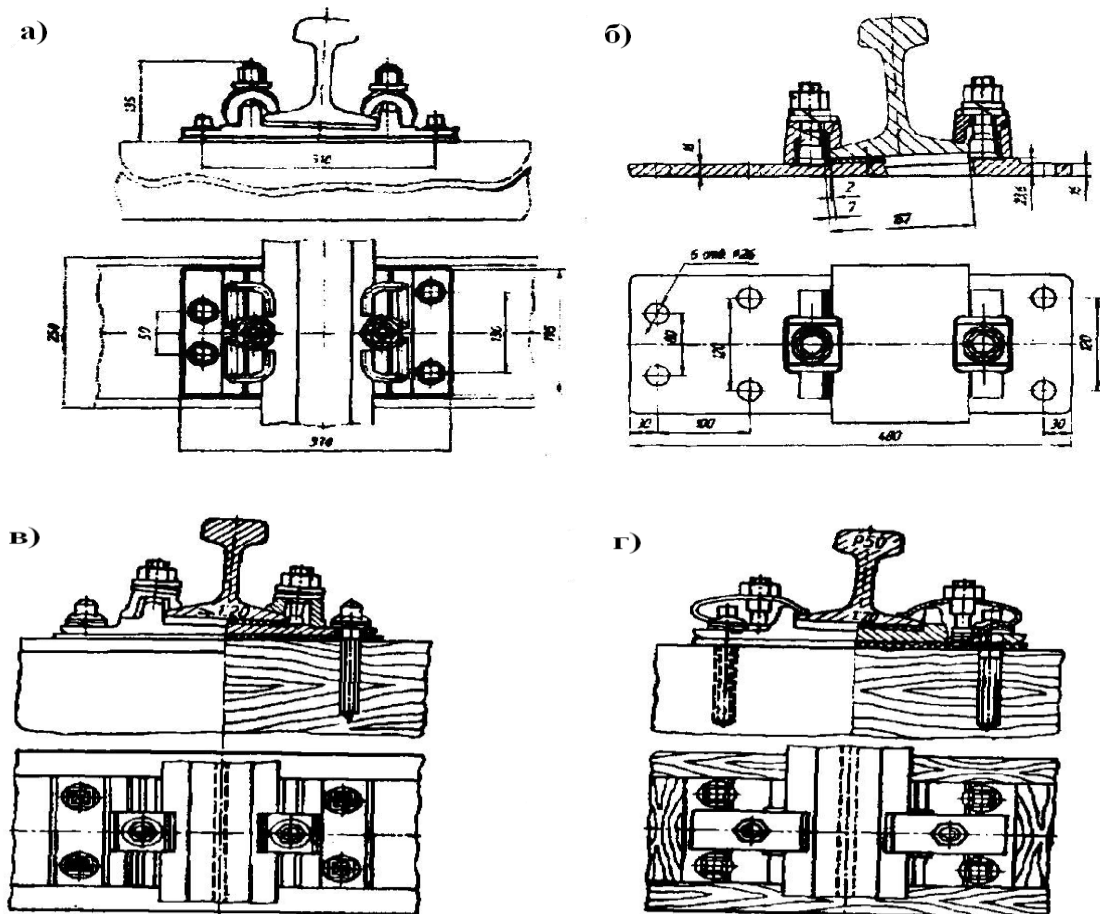


Рис. 3.5. Види скріплень для дерев'яних шпал: а) скріплення типу КППД-2; б) скріплення типу СКД65-Д; в) роздільне скріплення типу Д-2; г) роздільне скріплення типу Д-4

У роздільних скріпленнях підкладки прикріплюються до дерев'яної шпали чотирма (Д-2, Д-4, КППД-2) або шістьма шурупами (СКД65-Д). Під подошву рейки на підкладку укладається прокладка, яка аналогічна прокладкам скріплення КБ.

### Вертикальна жорсткість вузлів рейкових скріплень роздільного типу

Вертикальні деформації в скріпленнях під дією вертикальних сил можна представити як

$$z_{ск} = z_1 + z_2,$$

де  $z_1$  – вертикальні деформації за рахунок системи «підрейкова прокладка–клема» (перша система), м;

$z_2$  – вертикальні деформації за рахунок зминання і стиснення деревини шпали (друга система), м.

Або, виражаючи деформації через вертикальну реакцію скріплення на дію зовнішнього навантаження  $R_z$  і відповідні жорсткості, одержимо

$$\frac{R_z}{C_z} = \frac{R_z}{C_{z1}} + \frac{R_z}{C_{z2}}.$$

Тоді вертикальна жорсткість вузла скріплення

$$C_{zск} = \frac{C_{z1} \cdot C_{z2}}{C_{z1} + C_{z2}}, \quad (3.9)$$

де  $C_{z1}$  і  $C_{z2}$  – вертикальна жорсткість першої і другої систем, кН/м.

Розглянемо умови рівноваги сил в першій системі при дії сили  $R_z$  (рис. 3.6)

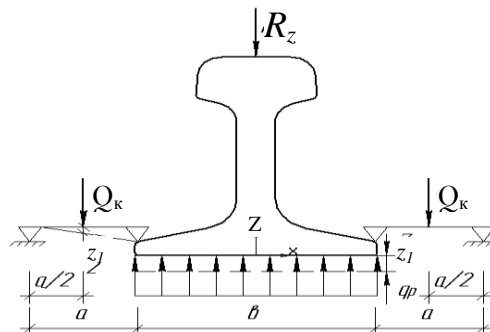


Рис. 3.6. Розрахункова схема для визначення вертикальної жорсткості системи «підрейкова прокладка–клема»

$$R_z - q_p \cdot \epsilon + 2 \cdot \frac{Q_\kappa}{2} = 0, \quad (3.10)$$

де  $q_p$  – розподілена реакція підрейкової прокладки на стиснення, кН/м;

$\epsilon$  – ширина подошви рейки, м;

$Q_\kappa$  – сила натиснення однієї клеми на подошву рейки, кН.

Сила  $Q_\kappa$  при дії на вузол скріплення вертикальної сили  $R_z$  буде дорівнювати

$$Q_\kappa = Q_\kappa^{поч} - \Delta Q_\kappa,$$

де  $Q_\kappa^{поч}$  – початкова сила клемного натиснення при монтажі вузла скріплення, кН;

$\Delta Q_\kappa$  – зміна сили клемного натиснення при вертикальних навантаженнях  $R_z$  на вузол скріплення, кН.

$$\Delta Q_\kappa = \mathcal{J}_\kappa \cdot \frac{z_1}{2}, \quad (3.11)$$

де  $\mathcal{J}_\kappa$  – жорсткість пружинної шайби клемного болта або пружної клеми, кН/м;

$z_1$  – монтажна деформація прокладки, м.

Розподілена реакція підрейкової прокладки при її стисненні клемами і зовнішнім навантаженням дорівнює

$$q_p = q_p^{поч} + q_p^{дин},$$

де  $q_p^{поч}$  – розподілена реакція на початкове клемне натиснення при монтажі вузла скріплення, кН/м;

$q_p^{дин}$  – розподілена реакція на дію динамічної сили, кН/м.

Тоді

$$\left. \begin{aligned} q_p^{поч} &= \frac{2Q_\kappa^{поч}}{2\epsilon} = \frac{Q_\kappa^{поч}}{\epsilon} \\ q_p^{дин} &= \frac{y_1 u_p^{дин}}{\epsilon} \end{aligned} \right\}, \quad (3.12)$$

де  $u_p^{дин}$  – динамічна жорсткість підрейкової прокладки при стисканні, кН/м.

Підставляючи вирази (3.11) і (3.12) у формулу (3.10), одержимо

$$R_z - \vartheta \cdot \left( \frac{Q_{\kappa}^{noch}}{\vartheta} + \frac{y_1 u_p^{dun}}{\vartheta} \right) + \left( Q_{\kappa}^{noch} - \frac{\mathcal{H}_{\kappa} \cdot y_1}{2} \right) = 0.$$

або після перетворень

$$R_z = y_1 u_p^{dun} + y_1 \frac{\mathcal{H}_{\kappa}}{2}.$$

Переходячи до жорсткості першої системи

$$C_{y1} = u_p^{dun} + \frac{\mathcal{H}_{\kappa}}{2}. \quad (3.13)$$

Вертикальну жорсткість другої системи можна одержати аналогічно вертикальній жорсткості скріплення ДО

$$C_{z2} = \omega_n \cdot c_{nid}, \quad (3.14)$$

де  $\omega_n$  – площа підкладки, м<sup>2</sup>;

$c_{nid}$  – коефіцієнт постілі підкладки при дерев'яних шпалах, кН/м<sup>3</sup>.

### Горизонтальна поперечна жорсткість рейкових скріплень роздільного типу

Горизонтальна поперечна жорсткість вузлів скріплень  $c_{yск}$ , як і вертикальна, може бути визначена з урахуванням послідовного з'єднання жорсткостей першої і другої систем

$$C_{yск} = \frac{C_{y1} \cdot C_{y2}}{C_{y1} + C_{y2}}. \quad (3.15)$$

Розглянемо формування жорсткості першої системи (рис. 3.7).

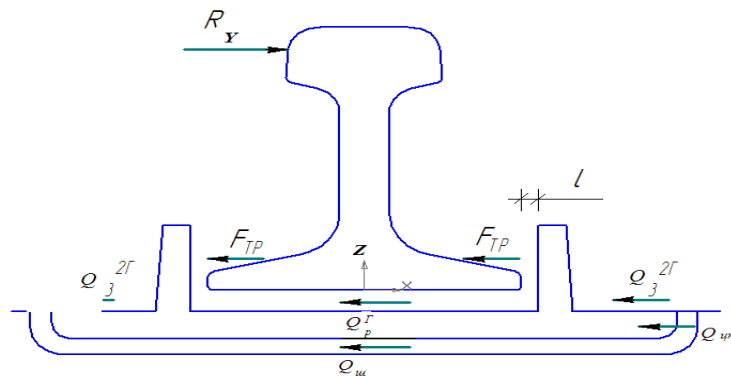


Рис. 3.7. Розрахункова схема для визначення горизонтальної жорсткості скріплень роздільного типу

Умови рівноваги сил, діючих в першій системі

$$R_z = 2F_{mp} + Q_p^{\Gamma},$$

де  $F_{mp}$  – сила тертя на контакті підшви рейки і клеми, кН;

$Q_p^{\Gamma}$  – пружний опір підрейкової прокладки при зсуві, кН.

Силу тертя  $F_{mp}$  можна визначити з виразу

$$F_{mp} = \left( Q_{\kappa}^{noch} - \frac{1}{2} R_y \frac{\mathcal{J}\mathcal{C}_{\kappa}}{u_p^{дин} + \frac{\mathcal{J}\mathcal{C}_{\kappa}}{2}} \right) \cdot f_{кл}, \quad (3.16)$$

де  $f_{кл}$  – коефіцієнт тертя клеми по підшві рейки.

Решта позначень у формулі (3.16) колишня.

Горизонтальне поперечне переміщення рейки за рахунок першої системи можливе в межах зазора між бічними гранями підшви рейки і ребордами підкладки. Величина таких зазорів складає 1 мм (для скріплення типу СКД65-Д – із урахуванням регулювання карток).

Таким чином, для першої системи можна записати

$$\left. \begin{aligned} & \text{– при } R_z < \left[ Q_{\kappa}^{noch} - R_y \frac{\mathcal{J}\mathcal{C}_{\kappa}}{u_p^{дин} + \frac{\mathcal{J}\mathcal{C}_{\kappa}}{2}} \right] \cdot f_{кл} \\ & C_{y1} = \infty; \quad y_1 = 0 \\ & \text{– при } R_z = \left[ Q_{\kappa}^{noch} - R_y \frac{\mathcal{J}\mathcal{C}_{\kappa}}{u_p^{дин} + \frac{\mathcal{J}\mathcal{C}_{\kappa}}{2}} \right] \cdot f_{кл} \\ & C_{y1} = u_p^{\Gamma}; \quad z_1 = 0 \div 1 \text{ мм} \\ & \text{– при } R_z > \left[ Q_{\kappa}^{noch} - R_y \frac{\mathcal{J}\mathcal{C}_{\kappa}}{u_p^{дин} + \frac{\mathcal{J}\mathcal{C}_{\kappa}}{2}} \right] \cdot f_{кл} \\ & C_{y1} = \infty; \quad z_1 = 1 \text{ мм} \end{aligned} \right\}, \quad (3.17)$$

де  $u_p^{\Gamma}$  – горизонтальна поперечна жорсткість підрейкової прокладки при її зсуві, кН/м.

Оскільки жорсткість резинових прокладок істотно залежить від величини їх стиснення вертикальними силами, величина  $u_p^r$  була визначена експериментально у вигляді функції від величини її стиснення

$$u_p^r = f(\Delta h),$$

де  $\Delta h$  – зміна висоти підрейкової прокладки за рахунок її стиснення, м.

Підрейкова підкладка стискається спочатку клемами при монтажі вузла скріплення, а потім, додатково, навантаженням від рухомого складу

$$\Delta h = z_{cm} + z_1.$$

З урахуванням характеру роботи клемних прикріплювачів, величину  $\Delta h$  можна виразити через діючі зусилля і жорсткості пружних елементів першої системи

$$\Delta h = \frac{Q_{\kappa}^{пoch}}{u_p^{cm}} + \frac{R_z}{u_p^{дин} + \frac{\mathcal{J}_{\kappa}}{2}},$$

де  $u_p^{cm}$  – статична жорсткість підрейкової прокладки при стисненні, кН/м.

Решта позначень колишня.

Монтажне натягнення клемних болтів залежить від моменту закручування їх гайок. В роботі [110] цю величину запропоновано визначати як

$$Q_{\kappa}^{пoch} = M_{монт}^{\kappa} \cdot K,$$

де  $M_{монт}^{\kappa}$  – момент закручування гайок клемних болтів, Нм (початкове нормативне значення  $M_{монт}^{\kappa} = 200$  Нм);

$K$  – коефіцієнт пропорційності, який можна визначити як

$$K = \frac{2\pi \cdot C}{h + \pi \cdot f \cdot (d + D)},$$

де  $C$  – емпіричний коефіцієнт, Нмм/Нм;

$h$  – крок різьби, мм;

$f$  – коефіцієнт тертя;

$d$  – середній діаметр кола тертя в різьбі, мм;

$D$  – середній діаметр кола тертя торця гайки, мм.

Тоді жорсткість першої системи можна визначити так



$$C_{y1} = u_p^{\Gamma} = f \left( \frac{M_{\text{монт}}^{\kappa} \cdot K}{u_p^{cm}} + \frac{R_z}{u_p^{\text{дин}} + \frac{\mathcal{H}\mathcal{C}_{\kappa}}{2}} \right). \quad (3.18)$$

При відсутності зазорів між підкладкою скріплення та шурупами умова рівноваги другої системи «підкладка–шурупи» буде мати вигляд

$$R_y = F_{mp} + m \cdot Q_m, \quad (3.19)$$

де  $F_{mp}$  – сила тертя підкладки по шпалі;

$Q_m$  – опір одного шурупа поперечному віджиманню;

$m$  – кількість шурупів у вузлі скріплення.

До подолання сили тертя  $F_{mp}$  горизонтальних поперечних переміщень в другій системі відбуватись не буде. Тоді умови прояви і формування поперечної жорсткості другої системи можна представити як

$$\left. \begin{array}{l} \text{- при } R_y < f_{\text{нод}} R_z \\ C_z = \infty, (3.20) \\ \text{- при } R_y \geq f_{\text{нод}} R \\ C_z = m \cdot C_{ш} \end{array} \right\}$$

де  $R_y, R_z$  – діючі на скріплення горизонтальні і вертикальні сили;

$f_{\text{нод}}$  – коефіцієнт тертя підкладки по шпалі;

$C_{ш}$  – жорсткість шурупа при віджиманні, Н/м.

### **Жорсткість скріплень роздільного типу при крученні рейки**

Жорсткість скріплень при крученні рейки під дією горизонтальних поперечних сил і дії вертикальних сил з урахуванням послідовного з'єднання жорсткостей першої і другої системи, дорівнює

$$C_{\phi} = \frac{C_{\phi 1} \cdot C_{\phi 2}}{C_{\phi 1} + C_{\phi 2}}. \quad (3.21)$$

Розглянемо дію сумарного крутячого моменту  $M_{кр}$  на першу систему (рис. 3.8).

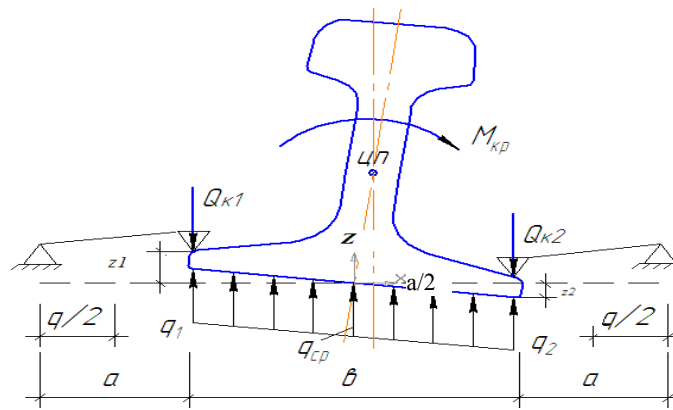


Рис. 3.8. Розрахункова схема для визначення жорсткості при крученні системи «підрейкова прокладка–клема»

Умова рівноваги зовнішнього крутячого моменту  $M_{кр}$ , моментів сил клемного натиснення і моменту нерівномірно розподіленої реакції підрейкової прокладки щодо центру повороту перетину рейки (ЦП) можна записати як

$$M_{кр} + Q_{к2} \cdot \frac{b}{2} - (q_2 + q_{ср}) \frac{b^2}{16} + (q_{ср} + q_1) \frac{b^2}{16} - Q_{к1} \frac{b}{2} = 0$$

Після перетворень одержимо

$$M_{кр} = (Q_{к1} - Q_{к2}) \frac{b}{2} + (q_2 - q_1) \frac{b^2}{16}, \quad (3.22)$$

де  $Q_{к1}$  і  $Q_{к2}$  – сила натиснення клем, кН;

$q_1$  і  $q_2$  – інтенсивності нерівномірно розподіленої реакції підрейкової прокладки при її стисненні клемами і зовнішнім крутним моментом  $M_{кр}$ , кН/м.

Сили натиснення клем на підшви рейки при сумісній дії на вузол скріплення вертикальних сил і крутних моментів будуть рівні

$$Q_{к1} = Q_{к}^{нач} - \Delta Q_{к} + \Delta Q_{кр1};$$

$$Q_{к2} = Q_{к}^{нач} - \Delta Q_{к} + \Delta Q_{кр2},$$

де  $Q_{к}^{нач}$  – монтажна сила натиснення клем, кН;

$\Delta Q_{к}$  – зміна сили клемного натиснення при дії вертикальної сили на скріплення, кН;

$\Delta Q_{кр1}, \Delta Q_{кр2}$  – зміна сил клемного натиснення при крученні рейки, кН.

Позначимо зміну прогинань кромки підосви рейки при його крученні через  $\Delta y_1$  и  $\Delta y_2$  (рис. 3.8). Тоді величини  $\Delta Q_{кр1}$  и  $\Delta Q_{кр2}$  з урахуванням характеру роботи, дорівнюють

$$\Delta Q_{кр1} = \frac{\Delta z_1}{2} \mathcal{J}_{\kappa} ;$$

$$\Delta Q_{кр2} = -\frac{\Delta z_2}{2} \mathcal{J}_{\kappa} ,$$

де  $\mathcal{J}_{\kappa}$  – жорсткість клею, кН/м.

Різницю величин  $Q_{\kappa1} - Q_{\kappa2}$  в формулі (3.22) можливо записати як

$$Q_{\kappa1} - Q_{\kappa2} = \frac{\mathcal{J}_{\kappa}}{2} (\Delta z_1 + \Delta z_2). \quad (3.23)$$

Застосовуючи той же підхід для значень  $q_1$  і  $q_2$  отримаємо

$$q_2 - q_1 = u_p^{\text{дин}} \left( \frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{\epsilon} \right). \quad (3.24)$$

Підставимо вирази (3.23) і (3.24) у формулу (3.22)

$$M_{кр} = \frac{\epsilon^2}{4} \mathcal{J}_{\kappa} \left( \frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{\epsilon} \right) + \frac{\epsilon^2}{16} u_p^{\text{дин}} \left( \frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{\epsilon} \right). \quad (3.25)$$

Заміняючи в цьому виразі

$$M_{кр} = C_{\varphi1} \cdot \varphi_1 ,$$

і приймаючи, враховуючи малість кута

$$\varphi_1 = \frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{\epsilon} ,$$

набудемо значення жорсткості першої системи при крученні рейки залежно від характеристик пружних елементів, кН/рад

$$C_{\varphi1} = \frac{\epsilon^2}{4} \left( \mathcal{J}_{\kappa} + \frac{u_p^{\text{дин}}}{4} \right), \quad (3.26)$$

де  $\epsilon$  – ширина підосви рейки, м.

Аналогічно, розглядаючи жорсткість другої системи при крученні, можна одержати вираз для скріплень типу Д-2, Д-4 та КППД-2 (рис. 3.9)

$$c_{\varphi 2} = \frac{c^2}{2} \mathcal{J}_{ш} + \frac{d^2}{16} \omega_n c_{под}, \quad (3.27)$$

де  $c$  – відстань між осями шурупів, м;

$d$  – довжина підкладки скріплення, м;

$\mathcal{J}_{ш}$  – жорсткість шурупа при висмикуванні, Н/м;

$\omega_n$  – площа підкладки, м<sup>2</sup>;

$c_{под}$  – коефіцієнт постілі підкладки, Н/м<sup>3</sup>

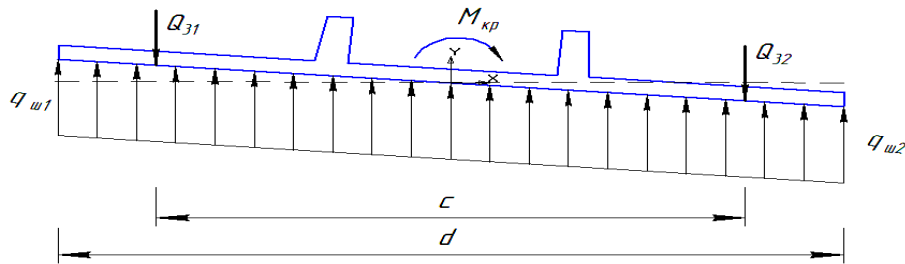


Рис. 3.9. Розрахункова схема для визначення жорсткості при крученні системи «нашпальна прокладка–шурупи»

Для скріплення СКД65-Д жорсткість другої системи буде визначатись рівнянням

$$c_{\varphi 2} = \left[ \frac{c^2}{2} + \frac{(c+d)^2}{8} \right] \cdot \mathcal{J}_{ш} + \frac{d^2}{16} \omega_n \cdot c_{под},$$

де  $d$  – відстань між вісями основних та додаткових шурупів, м.

Решта позначень колишня.

Вивчення формування просторової жорсткості вузлів скріплень Д-2, Д-4, КППД-2 та СКД65-Д дозволило визначити необхідний перелік характеристик пружних елементів цих скріплень і перелік залежностей їх зміни в процесі експлуатації.

До таких характеристик і залежності слід віднести наступні:

- статична і динамічна жорсткість підрейкових прокладок і їх зміни в процесі експлуатації;

- динамічна жорсткість підрейкових прокладок при зсуві в поперечному напрямку і залежності цієї жорсткості від величини стискання прокладок вертика-

льними силами;

- жорсткість клем (скріплення Д-4 та КППД-2) або жорсткість пружних шайб (Д-2 та СКД65-Д) при стисканні;
- коефіцієнт постілі підкладки;
- жорсткість шурупів при віджиманні та при висмикуванні.

Ці характеристики і залежності повинні бути визначені експериментально.

### 3.2.3 Жорсткості скріплень типу КБ і СКД65-Б

Скріплення для залізобетонних шпал КБ (36 % загальної протяжності кривих малих радіусів) і СКД65-Б (5 %) відносяться до скріплень роздільного типу і за конструкцією близькі між собою (рис. 3.10)

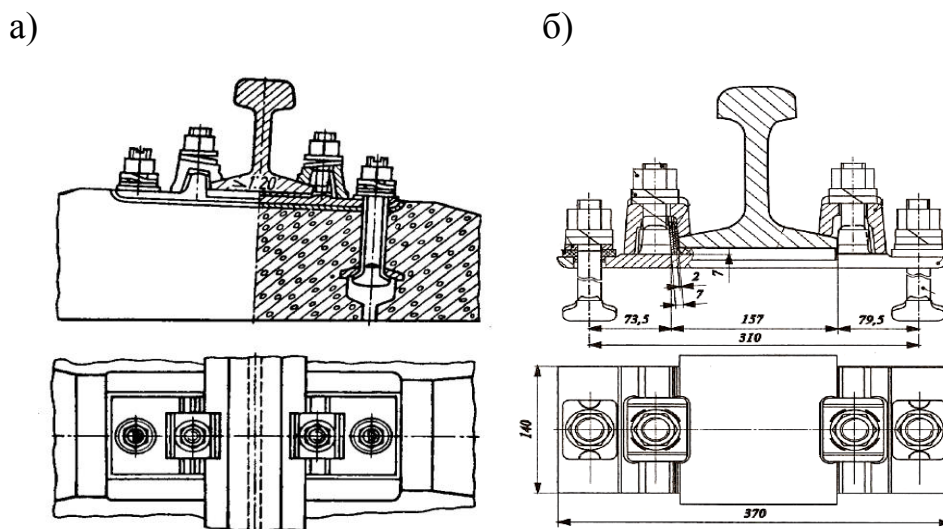


Рис. 3.10. Проміжні рейкові скріплення роздільного типу:

а) типу КБ; б) типу СКД65-Б

Застосовуючи підходи, які викладені в розділі 3.1.3, можна отримати рівняння, які дозволяють визначити просторові жорсткості для зазначених скріплень, як функції жорсткостей пружних елементів, які входять в їх конструкцію [111].

#### Вертикальна жорсткість

Вертикальна жорсткість вузла скріплення

$$C_{zск} = \frac{C_{z1} \cdot C_{z2}}{C_{z1} + C_{z2}}, \quad (3.28)$$

де  $C_{z1}$  – вертикальна жорсткість системи “підрейкова прокладка–жорсткі клеми” (перша система);

$C_{z2}$  – вертикальна жорсткість, системи «нашпальні прокладки–закладні болти» (друга система).

Вертикальна жорсткість першої системи (по аналогії з рівнянням (3.13))

$$C_{z1} = u_p^{\text{дин}} + \frac{\mathcal{J}C_m}{2}. \quad (3.29)$$

Друга система

$$C_{z2} = u_{\text{ш}}^{\text{дин}} + 2\mathcal{J}C_{\text{ш}}, \quad (3.30)$$

де  $u_p^{\text{дин}}$ ,  $u_{\text{ш}}^{\text{дин}}$  – динамічні жорсткості підрейкової і нашпальної прокладок при стисканні;

$\mathcal{J}C_{\text{ш}}$  – жорсткість пружної шайби.

### Горизонтальна поперечна жорсткість вузлів скріплення

$$C_{\text{yск}} = \frac{C_{y1} \cdot C_{y2}}{C_{y1} + C_{y2}}. \quad (3.31)$$

Горизонтальна поперечна жорсткість

1. Першої системи визначається емпіричною залежністю

$$C_{y1} = u_p^{\Gamma} = f \left( \frac{M_{\kappa} \cdot K}{u_p^{\text{ст}}} + \frac{R_z}{u_p^{\text{дин}} + \frac{\mathcal{J}C_{\text{ш}}}{2}} \right). \quad (3.32)$$

Для другої системи отримаємо рівняння

$$C_{y2} = u_{\text{ш}}^{\Gamma} + 2C_{\text{зак}}, \quad (3.33)$$

де  $u_p^{\Gamma}$ ,  $u_{\text{ш}}^{\Gamma}$  – жорсткість підрейкової і нашпальної прокладок при зсуві;

$u_p^{\text{ст}}$ ,  $u_p^{\text{дин}}$  – жорсткості підрейкової прокладки при стисканні статичними і динамічними силами;

$M_{\kappa}$  – момент натягу гайок клемних болтів;

$K$  – коефіцієнт, який дозволяє переходити від моменту натягу гайок клемних болтів до сили притиснення підшви рейки однією клемою (для скріплення КБ –

$K = 136,5 \text{ Нмм/Нм [112]});$

$C_{зак}$  – жорсткість закладного болта при зсуві підкладки.

### **Жорсткість вузла скріплення при крученні рейки**

З урахуванням послідовного з'єднання жорсткостей систем «підрейкові прокладки–клеми» (перша система) і «нашпальна прокладка–закладні болти» (друга система), жорсткість вузла скріплення при крученні рейки дорівнює [111]

$$C_{\varphi} = \frac{C_{\varphi 1} \cdot C_{\varphi 2}}{C_{\varphi 1} + C_{\varphi 2}} \quad (3.34)$$

Жорсткість першої системи отримана як

$$C_{\varphi 1} = \frac{b^2}{4} \left( \mathcal{J}c_u + \frac{u_p^{дин}}{4} \right) \quad (3.35)$$

Друга система

$$C_{\varphi 2} = \frac{c^2}{4} \mathcal{J}c_u + \frac{d^2}{16} u_u^{дин} \quad (3.36)$$

де  $b$  – ширина підшви рейки, м;

$c$  – відстань між вісями закладних болтів, м;

$d$  – довжина підкладки скріплення, м.

Усі інші позначення в формулах (3.35) і (3.36) як і раніше.

Таким чином, для визначення просторових жорсткостей скріплень КБ і СКД65-Б необхідні значення жорсткостей підрейкових і нашпальних прокладок при стисканні статичними і динамічними силами, а також величини жорсткостей цих прокладок при зсуві та жорсткості пружних шайб. Також необхідно знати залежності змін цих параметрів в процесі експлуатації.

### 3.2.4 Жорсткості скріплень КПП-5 і КПП-5-К

Скріплення КПП-5 експлуатується на залізницях України з 2003 року в прямих та кривих ділянках колії з радіусами понад 350 м. Цей тип скріплення має суттєві переваги в порівнянні зі скріпленням КБ – простота монтажу та демонтажу, відсутність болтово-гайкових сполучень, малоелементність і низька металоемкість.

З метою розширення полігону укладання безболтових скріплень на базі скріплення КПП-5 була розроблена його модифікація, яка має позначення КПП-5-К. Таке скріплення призначено для укладання в кривих ділянках колії, де встановлена ширина колії до 1534 мм [113] та на перехідних кривих в межах яких здійснюється відведення ширини колії. Основними відмінностями цього типу скріплення (рис. 3.11) є наявність регулювальних втулок, що встановлюються на анкер. Шляхом зміни положення цих втулок можливе регулювання ширини колії від 1522 до 1534 мм, що призвело до зміни конструктивних розмірів підрейкових прокладок, змін в конструкції ізолюючого вкладишу та збільшення відстані між анкерами на шпалах СБ-3-0.

Переваги скріплень КПП-5 та КПП-5-К дозволили суттєво розширити полігон їх укладань до 10 % від загальної протяжності кривих з радіусами 450 м і менше.

Оскільки скріплення КПП-5 та КПП-5-К є безпідкладочними, формування їх просторових жорсткостей відбувається за рахунок однієї системи – «підрейкова прокладка–пружні клеми». Застосовуючи підходи, які були викладені вище, в роботі [114] були отримані залежності просторових жорсткостей скріплень від жорсткостей їх пружних елементів.



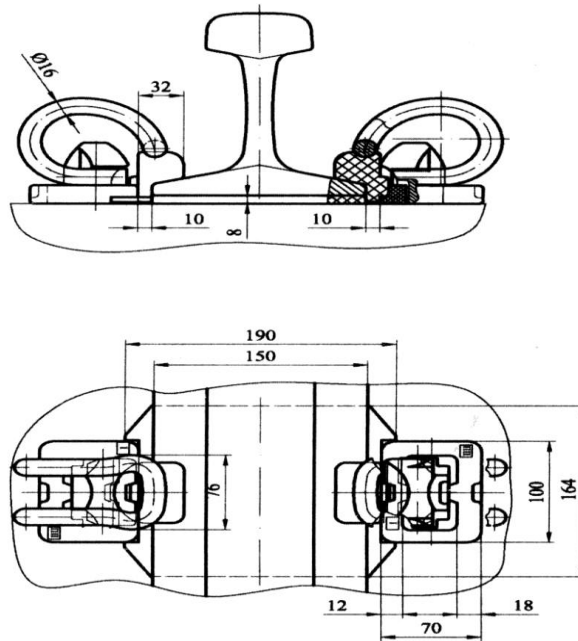


Рис. 3.11. Проміжне рейкове скріплення КПП-5-К

вертикальна жорсткість

$$C_{zск} = u_{пр}^{дин} - 2Ж_{кл} \quad . \quad (3.37)$$

горизонтальна поперечна жорсткість

$$C_{уст} = u_{вк} + u_{пр}^{\Gamma} \quad . \quad (3.38)$$

жорсткість при крученні

$$C_{\varphi} = Ж_{кр} \cdot \frac{b^2}{2} + u_{пр}^{дин} \frac{b^2}{16} \quad . \quad (3.39)$$

В формулах (3.37)-(3.39) прийняти наступні позначення:

$u_{пр}^{дин}$  – жорсткість підрейкової прокладки при динамічному стисканні, кН/м;

$Ж_{кл}$  – жорсткість пружної клеми при вертикальних деформаціях, кН/м;

$u_{вк}$  – жорсткість вкладиша при бічних переміщеннях рейки, кН/м;

$u_{пр}^{\Gamma}$  – жорсткість підрейкової прокладки при зсуві, кН/м;

$b$  – ширина підшви рейки, м.

Таким чином, просторова жорсткість скріплень КПП-5 та КПП-5-К визначається жорсткістю пружних клем, жорсткістю підрейкових прокладок при стисканні при статичному та динамічному навантаженні, жорсткістю ізолюючого

вкладиша при зсуві рейки та жорсткістю підрейкових прокладок при їх зсуві.

### 3.3 Експериментальне визначення жорсткостей елементів рейкових опор

#### 3.3.1 Просторові жорсткості системи «шпала–баласт»

##### 3.3.1.1 Вертикальна жорсткість

Пружну складову сил опору переміщенням шпал у вертикальній площині в даний час прийнято визначати як

$$R_z = C_{zm} \cdot Z_p = C_{z\sigma} \cdot \alpha \cdot \Omega_u \cdot z_p, \quad (3.40)$$

де  $C_{zm}$  – складова вертикальної жорсткості рейкової опори, яка залежить від пружних властивостей шпали при вигинанні під дією вертикальних сил і пружних властивостей баластного шару і земляного полотна, кН/м;

$Z_p$  – вертикальні переміщення шпали в підрейковому перетині під дією сили  $R_z$

$C_{z\sigma}$  – коефіцієнт постілі шпали, кН/м<sup>3</sup>;

$\alpha$  – коефіцієнти вигину шпали;

$\Omega_u$  – площа полушпали, м<sup>2</sup>.

Тоді складова вертикальної жорсткості рейкової опори, яка залежить від пружних властивостей шпали і її основи (далі вертикальна жорсткість шпали), дорівнює

$$C_{zm} = C_{z\sigma} \cdot \alpha \cdot \Omega_u. \quad (3.41)$$

Вплив пружних властивостей шпал і їх основи на формування вертикальної жорсткості колії вельми істотний, що наголошується багатьма дослідниками. Так розрахунки, виконані в [115-117], показали, що частка цього параметра у формуванні модуля пружності колії з дерев'яними шпалами в літніх умовах складає від 77 % до 90 %. В дослідженнях, проведених на дорогах ФРН [118] встановлено, що питома вага шпал і їх основи в загальній вертикальній деформації колії на дерев'яних шпалах дорівнює 80 %, а на залізобетонних – 95 %.

Наголошується, що жорсткість колії (з урахуванням згинальної жорсткості рейок) і жорсткість рейкових опор істотно залежать від роду шпал (дерев'яні або залізобетонні) і від роду прокладок, що використовуються в проміжних скріпленнях [15, 63, 119, 120]. В зимовий час, при промерзлому баласті і земляному полотні, жорсткість колії зростає в 1,5 рази [15], а за іншими даними – в 2-3 рази [63].

Експериментальному визначенню значень коефіцієнта постілі шпали було присвячено багато робіт [121-127]. В основному приведені значення параметра  $C_{z\delta}$  при статичному завантаженні колії, оскільки методи визначення динамічних жорсткостей ще недостатньо вивчені і визначені. Відомі, наприклад, методи визначення динамічних параметрів, запропоновані в роботах [11] і [126]. Наголошується, що при динамічних навантаженнях значення коефіцієнта постелі можуть складати 70 %, а в деяких випадках – 60 %, від значень цієї величини при статичному навантаженні. Теоретичне обґрунтування цього явища в результаті дії вібрації баласту приведено в [119].

В процесі експлуатації по мірі ущільнення і забруднення баласту, коефіцієнт постілі шпал зростає на 40-80 % [128].

Коефіцієнтом вигину шпали прийнято називати [10] відношення середньої по довжині шпали осідання під дією вертикальних сил до її осідання в підрейковому перетині. В [10] вказуються значення  $\alpha$  для дерев'яних шпал – 0,7÷0,85 влітку і 0,50÷0,53 взимку; у залізобетонних до 1,00÷1,05 влітку і 0,81÷0,85 взимку, оскільки при залізобетонних шпалах максимальне прогинання шпали знаходиться біля торця або поблизу від нього. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість [15] рекомендують для дерев'яних шпал влітку приймати значення 0,881; взимку – 0,820. Для залізобетонних шпал ці значення дорівнюють 0,911 для літніх і 0,879 для зимових умов.

Для умов магістральних залізниць, значення коефіцієнта постілі дерев'яних шпал рекомендується приймати [15, 109, 119, 123, 124] в межах 65÷85 мПа/м для літніх і 120-180 мПа/м для зимових умов ( $6,5\div 8,5 \cdot 10^4$  кН/м<sup>3</sup> і  $12\div 18 \cdot 10^4$  кН/м<sup>3</sup>). При залізобетонних шпалах коефіцієнт постілі дорівнює [15, 126, 128] 180÷240 мПа/м для літніх і 280÷340 мПа/м для зимових умов. Однак, в цих робо-

тах немає інформації про зміни цих параметрів в процесі експлуатації.

Жорсткість дерев'яних і залізобетонних шпал при вертикальних навантаженнях і коефіцієнти постілі цих шпал визначені на підставі даних експериментальних досліджень, виконаних кафедрою «Колія та колійне господарство» в Українському державному університеті залізничного транспорту в 2012–2014 роках.

Роботи проводилися на 21 ділянці колії Південної залізниці.

Ділянки були вибрані з конструкціями верхньої будови колії на залізобетонних шпалах (скріпленням КБ) і дерев'яних (скріпленням ДО) шпалах. Характеристики плану і профілю ділянок, значення вантажонапруженості і терміни служби колії після капітального ремонту з заміною решітки приведені в табл. 3.1.

На кожній дослідній ділянці випробовувалося від 3 до 5 шпал. Вертикальні навантаження на шпали від рухомого складу фіксувалися силомірними підкладками, вертикальні переміщення шпал – відеоцифровою системою вимірювання переміщень. Вертикальні сили і переміщення шпал записувалися безперервно в цифровому вигляді в пам'яті комп'ютера під час проходження всього складу [129].

Записана інформація копіювалася, переносилася в табличний процесор *Excel*. За цими даними будувались графіки пружних характеристик шпал для усереднених значень переміщень і навантажень для кожної ділянки. Пружні характеристики як для залізобетонних, так і для дерев'яних шпал є затухаючими (жорсткими), із збільшенням навантажень вертикальна жорсткість шпал зростає (рис. 3.12 і 3.13).

Жорсткості шпал при вертикальних навантаженнях однієї рейкової нитки були визначені шляхом лінеаризації пружних характеристик методом хорд.

Таблиця 3.1

Характеристики дослідних ділянок, які вибрані для проведення експериментальних робіт

№ ділянки	Тип шпал, епюра	Конструкція колії	План ділянки	Профіль ділянки, ‰	Вантажонапруженість, млн. т/рік	Термін служби колії, роки
1	2	3	4	5	6	7
1	Дер. ІА 1840		Пр	0	7	2
2	Дер. ІА 1840		Кр R 300м	0	7	7
3	Дер. ІА 1840		Пр	0	12	5
4	Дер. ІА 2000		Кр R 480м	0	12	9
5	Дер. ІБ 1840		Кр R 650м	0	5	5
6	Дер. ІБ 1600		Пр	3	5	10
7	Дер. ІА 1840		Пр	0	8	6
8	Дер. ІА 1840		Пр	0	8	8
9	Дер. ІБ 2000		Кр R 450м	0	4	0
10	Дер. ІА 1840		Пр	0	4	12
11	Дер. ІА 1840		Пр	6	18	0
12	Дер. ІА 2000		Кр R 280м	5	18	7
13	з/б Ш-1,1840	б.з.	Пр	0	12	5
14	з/б Ш-1,1840	б.з.	Кр R 400м	0	12	9
15	з/б Ш-1,1840	б.з.	Пр	5	5	9
16	з/б Ш-1,1840	б.з.	Кр R 600м	5	5	10
17	з/б Ш-1,1840	б.з.	Кр R 450м	0	5	10
18	з/б Ш-1,1840	б.з.	Пр	0	18	5
19	з/б Ш-1,1840	б.з.	Кр R 650м	0	18	7
20	з/б Ш-1,1840	б.з.	Пр	6	18	10
21	з/б Ш-1,1840	б.з.	Кр R 450м	6	18	10

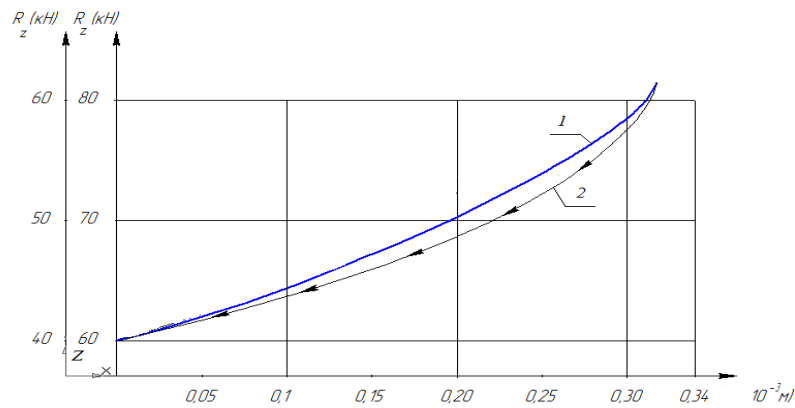


Рис. 3.12. Пружні характеристики залізобетонних шпал при вертикальних навантаженнях (чотиривісний напіввагон 12-1000): 1 – ділянка № 1, термін служби колії 5 років, тонаж – 90 млн.т; 2 – пружні характеристики при розвантаженні

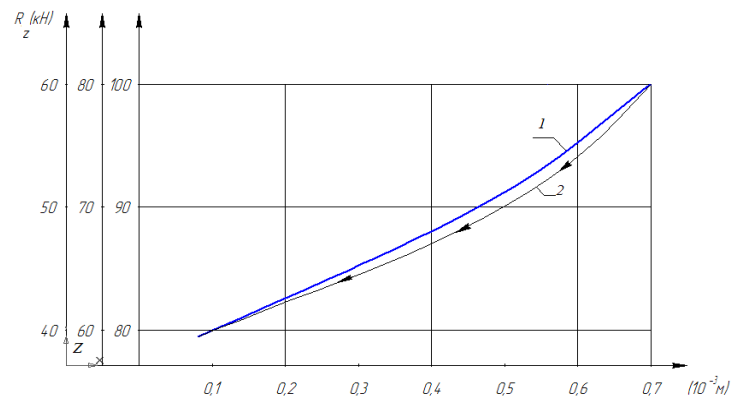


Рис. 3.13. Пружні характеристики дерев'яних шпал при вертикальних навантаженнях (чотиривісний напіввагон 12-1000): 1 – ділянка № 2, термін служби колії 7 років, пропущений тонаж – 150 млн.т.; 2 – пружні характеристики при розвантаженні

Для ділянок, які розрізняються термінами служби колії, відзначено збільшення вертикальної жорсткості. Так, наприклад, на рис. 3.14 приведені значення жорсткостей залізобетонних і дерев'яних шпал (одна рейкова нитка), які були одержані в результаті обробки досліджених даних для ділянок 18, 19, 20 і 21 (залізобетонні шпали) та 11 і 12 (дерев'яні шпали). Терміни служби колії до 12 років, пропущений тонаж складає від 0 до 180 млн.т.

Можна припустити, і це припущення підтверджується проведеними експериментальними роботами, що на зміни жорсткостей шпал при вертикальному завантаженні і на коефіцієнт постілі шпал має визначний вплив саме кількість про-

пущеного по ділянках тонажу, як узагальнюючий чинник силової дії на колію. По міру зростання пропущеного тонажу відбувається збільшення густини і засміченості баласту, що і викликає зростання жорсткості шпал.

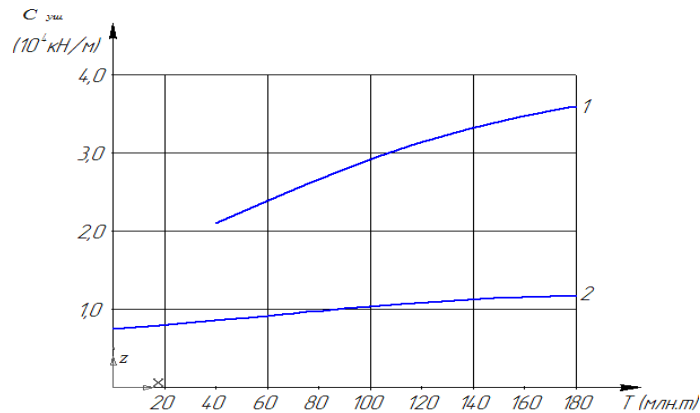


Рис. 3.14. Залежності вертикальної жорсткості шпал від величини пропущеного тонажу: 1 – залізобетонні шпали; 2 – дерев'яні шпали

Коефіцієнт постілі залізобетонних і дерев'яних шпал визначався на підставі дослідних даних як

$$C_{z\sigma} = \frac{R_z}{\alpha \Omega_{ш} z_p}, \quad (3.42)$$

де  $R_z$  – діюче на шпалу вертикальне навантаження, кН;

$\Omega_{ш}$  – площа полушпали, м<sup>2</sup>;

$z_p$  – вертикальне переміщення шпали в підрейковому перетині, м;

$\alpha$  – коефіцієнт вигину шпали [130-132].

Проведені експериментальні роботи, статистична їх обробка і розрахунки, виконані з урахуванням висловлених вище міркувань, дозволили встановити залежності змін коефіцієнтів постілі залізобетонних і дерев'яних шпал від величини пропущеного по колії тонажу з урахуванням діапазонів вертикальних навантажень на шпали і конструктивних особливостей колії. Для залізобетонних шпал запропонована залежність має вигляд

$$C_{\sigma} = 16,4 \cdot 10^4 + 0,305 \cdot 10^4 T^{0,724}, \quad (3.43)$$

де  $T$  – пропущений по ділянці тонаж, млн.т.

Для дерев'яних шпал ця залежність має наступні параметри

$$C_{\sigma} = 6,5 \cdot 10^4 + 0,23 \cdot 10^4 T^{0,605}, \quad (3.44)$$

Роботи за визначенням опірності залізобетонних і дерев'яних шпал вертикальним переміщенням, виконані в зимових умовах в 2014 році на ділянках № 11, 12, 20 і 21 показали, що збільшення коефіцієнта постілі для дерев'яних шпал в 1,6 рази і в 1,8 рази для залізобетонних шпал взимку для залізниць України є обґрунтованими.

### 3.3.1.2 Горизонтальна поперечна жорсткість

Інформація про сили опору поперечним переміщенням шпал в баласті, в першу чергу залізобетонних шпал, важлива при дослідженні взаємодії колії і рухомого складу, при розрахунках температурних сил, що виникають в колії, при розрахунках стійкості безстикової колії під дією температурних сил. За оцінкою деяких дослідників (наприклад, [133]), до 60-65 % загального опору рейкошпальної решітки вигину в горизонтальній площині забезпечують сили опору баласту поперечному зсуву залізобетонних шпал. При цьому важливо знати, як сили опору змінюються в процесі експлуатації колії і як впливає на їх величину вертикальне навантаження при русі рухомого складу.

Експериментальні роботи за визначенням опорів дерев'яних і залізобетонних шпал поперечним переміщенням під дією навантажень від рухомого складу були проведені на ділянках, характеристики яких приведені в табл. 3.1. До числа головних задач, які необхідно було вирішувати при дослідженні роботи шпал під дією динамічних горизонтальних поперечних сил, були віднесені наступні:

- визначення виду залежностей між зсувами шпал і горизонтальними поперечними силами, які їх викликають або, інакше, визначення горизонтальних поперечних пружних характеристик шпал;
- вибір способу лінеаризації пружних характеристик для визначення горизонтальної поперечної жорсткості шпал;
- визначення робочих діапазонів використання розрахункових значень горизонтальної поперечної жорсткості шпал;



– вивчення впливу вертикального навантаження на горизонтальну поперечну жорсткість шпал;

– дослідження змін горизонтальної поперечної жорсткості шпал в процесі експлуатації колії і встановлення чинників, що впливають на ці зміни.

При проведенні експериментальних робіт горизонтальні поперечні сили, діють на шпалу від рейок, фіксувалися за допомогою силомірних елементів, встановлених на підкладках. Вертикальне навантаження на шпалу фіксувалося силомірними підкладками. Горизонтальні поперечні переміщення шпал визначалися за допомогою відеоцифрової системи вимірювання переміщень. Мішень, що при цьому калібрується, закріплювалася на шпалі поблизу краю підкладки проміжного скріплення. Детально методика проведення експериментальних робіт в колії з використанням відеоцифрової системи вимірювань переміщень наведена в розділі 4.

Значення горизонтальних поперечних і вертикальних сил і значення викликаних цими силами горизонтальних поперечних переміщень шпал записувалися в цифровому вигляді в пам'яті комп'ютера. Одержана інформація оброблялася за допомогою табличного процесора *Excel* для отримання усередненої залежності горизонтальних, поперечних сил від поперечних переміщень шпал для кожної ділянки.

На рис. 3.15 і 3.16 приведені, як приклад, горизонтальні поперечні пружні характеристики залізобетонних і дерев'яних шпал, які одержані в результаті обробки експериментальних даних для ділянок № 14 і № 3.

Вантажонапруженість ділянок однакова і складає 12 млн.т./рік. Рівень вертикальних навантажень, діючих на шпали від двох рейок при проході складу змінювався в межах 80-150 кН при залізобетонних і 60-120 кН при дерев'яних шпалах.

Рівень горизонтальних поперечних навантажень на залізобетонні шпали змінювався від 0 до 12 кН, на дерев'яних – від 0 до 9,5 кН, при цьому ділянки № 14 і № 3 знаходилися в прямих.

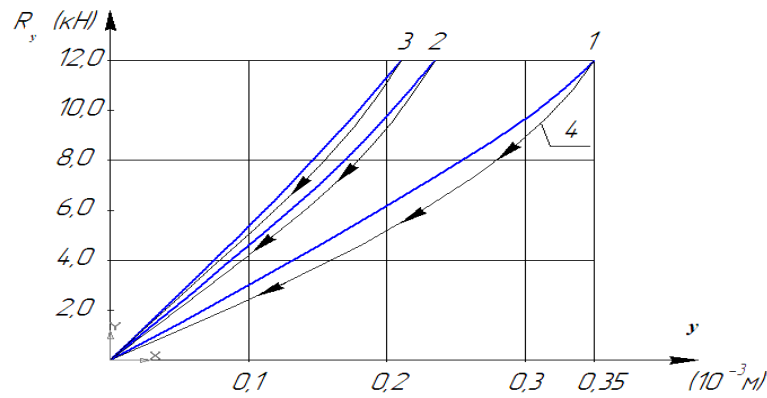


Рис. 3.15. Горизонтальні поперечні пружні характеристики залізобетонних шпал для ділянки № 14: 1 – 80 кН; 2 – 120 кН; 3 – 150 кН; 4 – при розвантаженні шпал

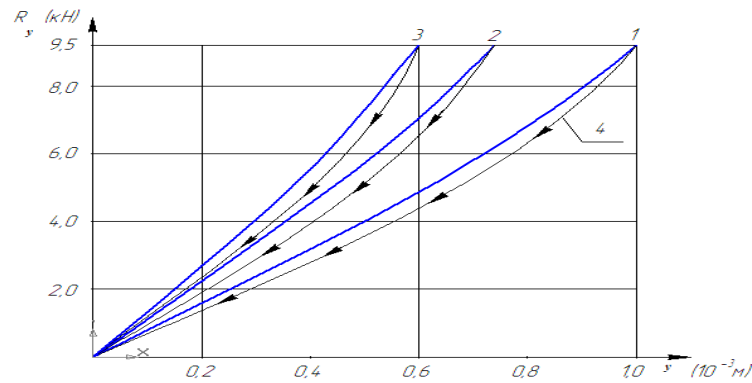


Рис. 3.16. Горизонтальні поперечні пружні характеристики дерев'яних шпал для ділянки № 3: 1 – 60 кН; 2 – 90 кН; 3 – 120 кН; 4 – при розвантаженні шпали

Приведені на рис. 3.15 і 3.16 графіки пружних характеристик, а також результати одержані, для інших ділянок показали що із збільшенням вертикальних навантажень на шпали їх опірність горизонтальним поперечним переміщенням зростає нелінійно.

Для лінеаризації горизонтальних поперечних пружних характеристик і визначення горизонтальної поперечної жорсткості залізобетонних шпал застосовувався метод хорд. При цьому як робочі діапазони лінеаризації були використані значення пружних переміщень залізобетонних шпал 0-0,6 мм для прямих ділянок колії і 0,4-1,0 мм для кривих з радіусами до 350 м. Для дерев'яних шпал діапазони лінеаризації прийняті рівними 0-1,2 мм для прямих, 0,5-1,5 мм для кривих радіусом до 450 м і 0,8-1,7 мм для кривих менших радіусів. Такі діапазони прийняті, виходячи з аналізу реальних переміщень шпал в колії, одержаних експеримен-

тально.

Із зростанням пропущеного по ділянках тоннажу горизонтальна поперечна жорсткість залізобетонних і дерев'яних шпал зростає. На рис. 3.17 приведені графіки залежності горизонтальних поперечних жорсткостей залізобетонних і дерев'яних шпал, які були одержані на підставі даних експериментальних робіт на ділянках № 19-22 і № 11-13. Значення горизонтальних поперечних жорсткостей шпал визначені при однаковому рівні вертикальних навантажень на шпали 60 кН.

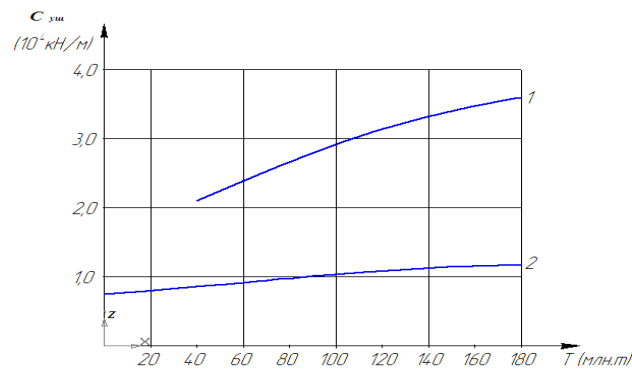


Рис. 3.17. Графіки залежностей горизонтальної поперечної жорсткості шпал від величини пропущеного тоннажу: 1 –залізобетонні шпали (ділянки № 19, 20, 21, 22); 2 –дерев'яні шпали (ділянки № 11, 12, 13)

Із зростанням пропущеного по ділянках тоннажу від 90 до 180 млн.т. горизонтальна поперечна жорсткість залізобетонних шпал зростає від рівня  $2,85 \cdot 10^4$  кН/м до  $3,64 \cdot 10^4$  кН/м, що складає 28 %. При дерев'яних шпалах при тих же значеннях пропущеного тоннажу жорсткість змінюється від  $1,025 \cdot 10^4$  кН/м до  $1,21 \cdot 10^4$  кН/м (18 % збільшення). Аналогічна залежність була одержана і для інших ділянок.

Експериментальні роботи виконані, в 2014 році на ділянках № 11, 12, 20 і 21, дозволили встановити, що в зимових умовах горизонтальна поперечна жорсткість залізобетонних і дерев'яних шпал зростає в 1,8 рази.

З урахуванням вище викладеного була встановлена залежність змін горизонтальної поперечної жорсткості шпал при різному рівні вертикальних навантажень на шпалу і при збільшенні пропущеного по ділянках тонажу.

Для залізобетонних шпал цю залежність можна описати наступним виразом

$$C_{yш} = K_z (0,73 \cdot 10^4 + 0,22 \cdot 10^4 \cdot P_z^{0,519}) \cdot (1 + 0,021T^{0,695}), \quad (3.45)$$

де  $K_z$  – коефіцієнт, для літніх умов дорівнює 1, для зимніх умов дорівнює 1,8;

$P_z$  – вертикальне навантаження від двох рейок на шпалу, кН;

$T$  – пропущений по ділянці тонаж, млн.т.

Для дерев'яних шпал залежність змін горизонтальної поперечної жорсткості має вигляд

$$C_{yш} = K_z (0,24 \cdot 10^4 + 0,18 \cdot 10^4 \cdot P_z^{0,348}) \cdot (1 + 0,019T^{0,690}). \quad (3.46)$$

Позначення у формулі (3.46) такі ж самі.

### 3.3.2 Експериментальне визначення коефіцієнтів постілі підкладок проміжних скріплень для дерев'яних шпал (ДО, Д-2, Д-4, КППД-2, СКД65-Д)

Коефіцієнт постілі підкладок являється основним параметром, що формує вертикальну жорсткість і жорсткості вказаних скріплень при крученні рейки (розділи 3.1.2 і 3.1.3).

Під коефіцієнтом постілі підкладки прийнято розуміти [10, 15] величину, що характеризує пружні властивості деревини шпали при її зминанні і стисненні упоперек волокон. Коефіцієнт постілі чисельно дорівнює навантаженню, яке прикладене до одиничної площі деревини і яке викликає одиничну пружну деформацію. В деяких роботах (наприклад [15]), явища пружного зім'яття деревини під підкладкою і пружного стиснення шпали розділяють, застосовуючи різні характеристики жорсткості і пружності матеріалу, хоча, по суті, опірність дерев'яних шпал стискаючим навантаженням є єдиним процесом. Тому в даній роботі прийнято під коефіцієнтом постілі розуміти величину, яка характеризує загальну опірність дерев'яної шпали вертикальним навантаженням.

Для визначення величини коефіцієнта постілі дерев'яних шпал і змін цієї величини в процесі експлуатації колії були використані результати експериментальних робіт, проведених на ділянках Південної залізниці (розділ 3.2.1). Роботи проводилися на 12 дослідних ділянках, і які розрізнялися термінами служби колії.

Експлуатаційні характеристики ділянок приведені в табл. 3.1.

Вертикальні навантаження на шпали визначалися за допомогою силомірних підкладок, які заздалегідь були протарировані на гідравлічному пресі.

При виконанні експериментальних робіт визначалися вертикальні переміщення рейок і вертикальні переміщення шпал за допомогою відеоцифрової системи визначення переміщення [53]. Значення навантажень і переміщень фіксувалися в пам'яті комп'ютера. Вертикальні пружні переміщення за рахунок зминання і стиснення деревини шпали визначалися як різниця переміщень рейки і шпали при однакових значеннях вертикальних навантажень на шпалу за допомогою спеціальної комп'ютерної програми в системі Mathcad.

На кожній дослідній ділянці було випробувано не менше 20 шпал.

На рис. 3.18, як приклад, приведені пружні характеристики скріплення ДО при навантаженні вертикальною силою і при подальшому розвантаженні. Характеристики одержані в результаті обробки даних експерименту на ділянці № 4 при русі напіввагона 18-1000 зі швидкістю 52,5 км/год (14,6 м/с). Максимальне навантаження на вузол скріплення склало 49,7 кН.

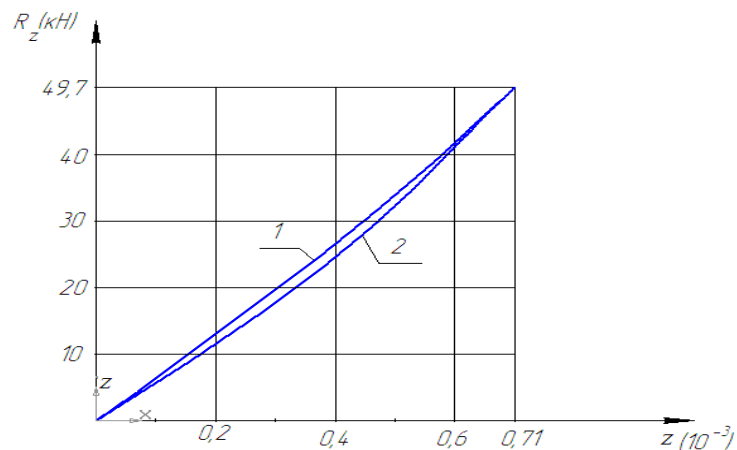


Рис. 3.18. Вертикальні пружні характеристики скріплення ДО при русі напіввагона 18-1000: 1 – при навантаженні скріплення; 2 – при розвантаженні

Вертикальні пружні характеристики скріплення ДО близькі до лінійних. Максимальні вертикальні пружні переміщення в скріпленні склали в даному випадку 0,71 мм, вертикальна жорсткість –  $7,02 \cdot 10^4$  кН/м.

Коефіцієнт постілі підкладки розраховувався на підставі дослідних даних як

$$C_{\text{під}} = \frac{\Delta R_z}{\Delta z \cdot \omega_{\text{п}}}, \quad (3.47)$$

де  $\Delta R_z$  – змінення вертикальних навантажень на скріплення в робочому діапазоні, кН;

$\Delta z$  – змінення вертикальних пружних деформацій в скріпленні, відповідних робочому діапазону навантажень, м;

$\omega_{\text{п}}$  – площа підкладки скріплення ДО, м<sup>2</sup>; (площа підкладки при рейках типа Р65 складає 0,0612 м<sup>2</sup>).

Оскільки випробування проводилися на реальних скріпленнях, коефіцієнт, що враховує вигин підкладки при навантаженні вертикальною силою в розрахунках за формулою (3.45) і подальших розрахунках вертикальної жорсткості скріплення ДО, був прийнятий рівним одиниці.

Виконані експериментальні роботи показали, що в процесі експлуатації коефіцієнт постелі підкладки знижується. Це можна пояснити змінами механічних характеристик деревини шпали в результаті процесів деструктуризації целюлози, процесів гниття деревини, змін її вогкості і ряду інших. Аналіз впливу експлуатаційних факторів колії на коефіцієнт постелі підкладки, виконаний з використанням коефіцієнтів кореляції показав, що головним чинником є термін служби колії.

На рис. 3.19 приведений графік залежності коефіцієнта постелі підкладки від термінів служби колії, одержаний на підставі даних проведених експериментів.

Ця залежність апроксимована показовою функцією, емпіричні коефіцієнти якої одержані методом найменших квадратів з використанням вбудованої функції табличного процесора Excel.

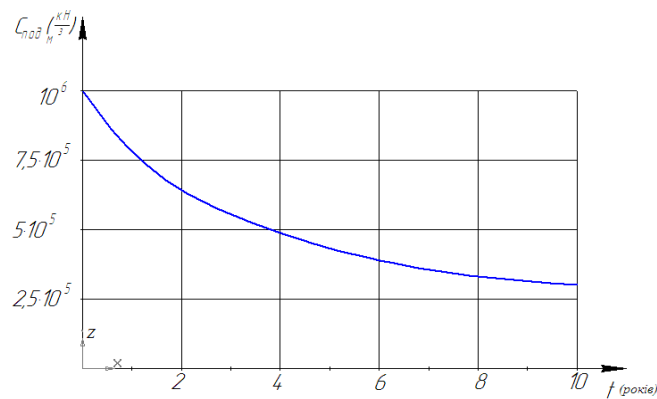


Рис. 3.19. Графік залежності коефіцієнта постелі підкладки від термінів експлуатації колії

Отримана емпірична залежність має вид

$$C_{\text{под}} = 9,996 \cdot 10^{-5} - 3,955 \cdot 10^{-5} t^{0,204}. \quad (3.48)$$

Слід зазначити значний розкид даних, одержаних в результаті цих експериментів. Так, значення вертикальних пружних деформацій скріплення ДО, одержані для однакових значень вертикального навантаження, яке було визначене на шпалах однієї партії і укладених на одній рейковій ланці, могли відрізнитися на 20 % і більше. Мабуть, це пояснюється широким діапазоном, в якому змінюються механічні характеристики деревини шпал. Для рівняння (3.48) середня помилка апроксимації складає 16,4 %.

### 3.3.3 Експериментальне визначення жорсткості прокладок проміжних скріплень

В розділах 3.1.3, 3.1.4 і 3.1.5 встановлено, що під дією на вузли проміжних скріплень вертикальних сил, жорсткості нашпальних і підрейкових прокладок при стисненні є складовими вертикальної жорсткості скріплень. При дії горизонтальних сил у вузлах скріплень виникають реактивні моменти опорів крученню рейки за рахунок, зокрема, нерівномірного стиснення прокладок, і виникають реактивні сили опору поперечному вигину і поздовжньому переміщенню рейки, на формування яких впливає робота прокладок на зсув.

При стисненні або зсуві гуми і інших полімерних матеріалів деформації про-

довжуються і після того, як навантаження досягає постійної величини. Якщо ці явища є оборотними, вони називаються пружною післядією. В результаті пружної післядії характеристики жорсткості прокладок міняються в залежності від виду діючого навантаження. Деформації від статичного навантаження значно більше деформацій від динамічного навантаження тієї ж величини внаслідок малого часу дії.

Явище збільшення жорсткості прокладки проміжних скріплень при динамічному навантаженні наголошувалося багатьма дослідниками, наприклад [134-137].

Так, в роботі [134] жорсткість прокладки на стиснення при динамічному навантаженні виявилася більше на 70 %, ніж при статичному. В [138] встановлено збільшення динамічної жорсткості на 22-44 % при різних інтервалах навантаження. Відзначено, що динамічна жорсткість не залежить від частоти навантаження в діапазонах 0,5-30 Гц.

Залежність тангенціальних напружень в прокладках від деформацій зсуву в першому наближенні характеризується законом Гука [139]

$$\tau = G \frac{\psi}{h},$$

де  $\tau$  – тангенціальні напруження зсуву, Па;

$\psi$  – деформації зсуву, м;

$h$  – товщина шару гуми або іншого полімерного матеріалу, м;

$G$  – модуль зсуву, Па.

Оскільки

$$\tau = \frac{R_{\Gamma}}{F_{оп}};$$

можна записати

$$R_{\Gamma} = G F_{оп} \frac{\psi}{h},$$

де  $R_{\Gamma}$  – горизонтальна сила, Н;

$F_{оп}$  – площа опорної поверхні прокладки, м<sup>2</sup>.

Тоді жорсткість прокладки при зсуві визначається як

$$u_{\Gamma} = \frac{R_{\Gamma}}{\psi} = \frac{GF_{оп}}{h}. \quad (3.49)$$



Оскільки прокладка працює на зсув будучи стислою прикріплювачами (клемами або закладними болтами) і, крім того, нерівномірно стислою за рахунок сумісної дії вертикальних  $R_z$  і горизонтальних  $R_x$  і  $R_y$  сил, величина  $h$  являється змінною. Тому, потрібно експериментально визначити залежність жорсткості прокладки при зсуві від величини її стиснення  $\Delta h$ .

Таким чином, при плануванні експериментальних досліджень пружних характеристик прокладок передбачалося визначити статичну і динамічну жорсткості найпоширеніших типів прокладок скріплень типів Д-2, Д-4, КППД-2, СКД65-Б, КБ і КПП-5 при стисненні і бічному зсуві.

Випробування проводилися на пульсуючому гідравлічному пресі ГРМ-2 при статичному і динамічному навантаженні. Прокладки випробовувалися в спеціальному пристосуванні (рис. 3.20), яке дозволяє проводити дослідження як на дію тільки сил стиснення (кут нахилу робочого майданчика  $\alpha = 0$ ), так і на сумісну дію стискаючих і зсуваючих сил. Співвідношення зсуваючих і стискаючих сил задавалося зміною кута нахилу робочого майданчика.

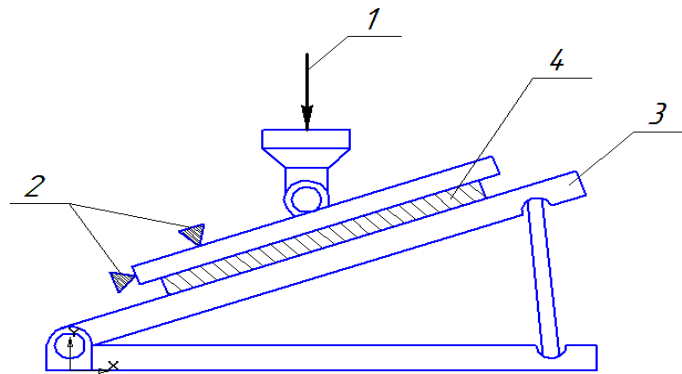


Рис. 3.20. Схема установки для випробувань прокладок: 1 – навантаження; 2 – датчики переміщень; 3 – робочий майданчик; 4 – прокладки

При зміні кута нахилу робочої площадки  $\alpha$  змінилось співвідношення стискаючих і зсуваючих сил.

При статичних випробуваннях на стиснення ( $\alpha = 0$ ) прокладок навантаження прикладалося безперервно в діапазоні від 0 до 25 кН з постійною швидкістю 0,2 кН/сек з подальшим повним розвантаженням.

Інтервали динамічного навантаження при випробуваннях прокладок тільки на стиснення ( $\alpha = 0$ ) і сумісну дію стискаючих і зсовуючих сил складали 40-60 кН, що відповідає навантаженням на рейкову опору напіввагону 18-1000.

Навантаження фіксувалися по манометрах пресу. Випробування проводилися при частоті пульсуючого навантаження 660 циклів в хвилину (11 Гц), що відповідає швидкостям проходження вісей чотиривісного екіпажу 70 км/год з відстанню між вісями 1,8 м.

Деформації прокладок вимірювалися електричними датчиками переміщень з точністю  $\pm 0,03$  мм. Показники датчиків фіксувалися в цифровому вигляді в пам'яті комп'ютера.

Прокладки випробовувалися при позитивних температурах 18-22°C. Перед записом деформацій заздалегідь «тренували» прокладки – приблизно 200-300 пульсацій.

При статичних і динамічних навантаженнях випробовувалося по 15 прокладок кожного типу. Набуті значення піддавалися статистичній обробці по загальноприйнятій методиці з визначенням мінімальних, максимальних, середніх значень і середньквдратических відхилень.

Графіки залежності між величиною стиснення прокладки  $z$  і вертикальним навантаженням  $R_z$  (пружні характеристики), одержані в результаті обробки даних випробувань на динамічне стиснення підрейкових прокладок ЦП-143 і ЦП-260, нашпальних прокладок ЦП-153 і ЦП-163 скріплень КБ і СКД65-Б, приведені на рис. 3.21.

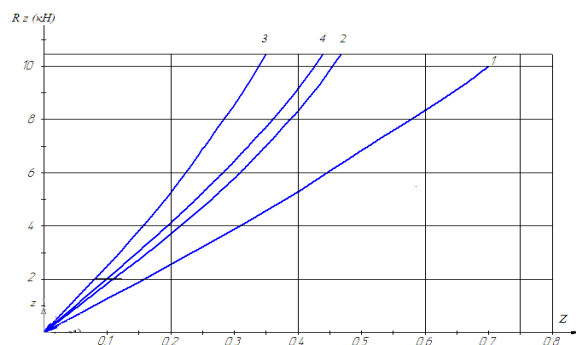


Рис. 3.21. Графіки залежностей між величиною стиснення прокладки і вертикальним навантаженням  $R_z$ : 1– ЦП-143; 2– ЦП-260; 3– ЦП-153; 4– ЦП-163

Пружні характеристики гумових і гумовокордових прокладок цих скріплень є затухаючими (жорсткими), при цьому відбувається збільшення жорсткості з розрахунком діапазонів навантажень. Для лінеаризації пружних характеристик застосовувався метод хорд.

Отримані в результаті лабораторних випробувань значення статичної  $u_{ст}$ , динамічної  $u_{дин}$  жорсткості прокладок і середньоквадратичні відхилення цих величин приведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

## Жорсткості прокладок при стисканні

Тип скріплення	Призначення прокладки	Тип прокладки	Статична жорсткість і її середньоквадратичне відхилення, кН/м		Динамічна жорсткість і її середньоквадратичні відхилення, кН/м	
			$u_{ст}$	$S$	$u_{дин}$	$S$
1	2	3	4	5	6	7
КБ, СКД65-Д, Д-2, Д-4, КППД-2	Підрейкові	ЦП-143	$8,63 \cdot 10^4$	$0,33 \cdot 10^4$	$11,9 \cdot 10^4$	$0,53 \cdot 10^4$
		ЦП-260	$11,87 \cdot 10^4$	$0,62 \cdot 10^4$	$17,3 \cdot 10^4$	$0,81 \cdot 10^4$
КБ, СКД65-Б	Нашпальні	ЦП-153	$15,96 \cdot 10^4$	$0,77 \cdot 10^4$	$22,3 \cdot 10^4$	$0,96 \cdot 10^4$
		ЦП-163	$12,45 \cdot 10^4$	$0,67 \cdot 10^4$	$17,5 \cdot 10^4$	$0,72 \cdot 10^4$
КПП-5	Підрейкові	ПРП-2.1	$2,71 \cdot 10^4$	$0,29 \cdot 10^4$	$8,85 \cdot 10^4$	$0,31 \cdot 10^4$
		ПРП-2.11	$3,82 \cdot 10^4$	$0,23 \cdot 10^4$	$12,5 \cdot 10^4$	$0,34 \cdot 10^4$

Збільшення динамічної жорсткості гумових, поліуретанових і гумовокордових прокладок в порівнянні із статичною жорсткістю складає від 37 % до 89 % при різних діапазонах навантажень, що узгоджується з даними інших досліджень

[135-139].

При проведенні лабораторних випробувань прокладок скріплень КБ на стиснення не зафіксовано змін динамічної жорсткості при збільшенні частоти дії навантажень в діапазонах від 1 до 11 Гц, що підтверджує зроблені в роботі [136] висновки.

З часом відбуваються зміни фізико-хімічних характеристик полімерних матеріалів, у тому числі гуми і поліуретану. В результаті цих явищ змінюються механічні характеристики полімерних виробів, як використовуються в якості амортизаторів в механічних пристроях і конструкціях, зокрема збільшується жорсткість таких амортизаторів. Зміни механічних характеристик полімерних амортизаторів прийнято називати старінням матеріалу. Збільшення жорсткості гумових амортизаторів при стисненні з часом відзначено в роботах [139-150] та інших.

Для визначення кількісних характеристик збільшення динамічної жорсткості прокладок проміжних скріплень при стисненні в результаті старіння були проведені випробування прокладок, що були в експлуатації, по викладеній вище методиці.

Випробовувались підрейкові прокладки типу ЦП-260 і нашпальні типу ЦП-153, зняті з ділянки колії Південної залізниці після 12 і 18 років експлуатації, підрейкові прокладки типу ЦП-143 і нашпальні прокладки типів ЦП-153 і ЦП-163 після 10 і 14 років експлуатації. Кількість прокладок кожного типу складала 20 штук. Крім того, було випробувано 25 прокладок типу ПРП-2.1, скріплення КПП-5, знятих з ділянок Одеської залізниці при роботах по поточному утриманні колії після 6 років експлуатації.

В результаті випробувань прокладок, що були в експлуатації, на динамічне стиснення було встановлено, що жорсткість прокладок типу ЦП-143 збільшилася в середньому на 20 %, ЦП-260 – на 24 %, ЦП-153 і ЦП-163 на 19 %, ПРП-2.1 на 8 %.

Таким чином, припускаючи лінійну залежність зміни жорсткостей прокладок при динамічному стисненні від терміну їх служби, можна одержати емпіричні рівняння, приведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Залежність змін жорсткостей прокладок при стисненні від терміну їх служби в колії, років

Тип прокладки	Емпірична залежність $u_{np}^{\partial_{ин}}(t) = f(t) (\kappa H / м)$	Середня помилка апроксимації, %
1	2	3
ЦП-143	$u_{np}^{\partial_{ин}}(t) = u_{np}^{\partial_{ин}} + 0,08 \cdot 10^4 t$	4,17
ЦП-260	$u_{np}^{\partial_{ин}}(t) = u_{np}^{\partial_{ин}} + 0,16 \cdot 10^4 t$	2,17
ЦП-153	$u_{np}^{\partial_{ин}}(t) = u_{np}^{\partial_{ин}} + 0,28 \cdot 10^4 t$	3,33
ЦП-163	$u_{np}^{\partial_{ин}}(t) = u_{np}^{\partial_{ин}} + 0,17 \cdot 10^4 t$	4,34
ПРП-2.1	$U_{np}^{\partial_{ин}}(t) = U_{np}^{\partial_{ин}} + 0,27 \cdot 10^4 t$	6,33

Для визначення залежності жорсткості підрейкових і нашпальних прокладок при зсуві від величини їх стиснення  $\Delta h$  вертикальними силами (3.16), (3.30), (3.31) і (3.36) в установці (рис. 3.22) прокладки випробовувалися під дією пульсуючого динамічного навантаження в діапазонах 40-60 кН. При цьому кут нахилу робочого майданчика встановлювали послідовно рівним  $5^{\circ}$ ,  $10^{\circ}$ ,  $15^{\circ}$  і  $20^{\circ}$ . Таким чином, співвідношення зсовуючого і стискаючого навантажень склало 0,09, 0,18, 0,27 і 0,36.

Залежності жорсткостей прокладок при зсуві від величини їх стиснення  $\Delta h$  є показовими функціями і були апроксимовані виразами вигляду

$$u^{\Gamma} = a + v \Delta h^c, \quad (3.50)$$

де  $\Delta h$  – величина стиснення прокладки, м;

$a, v, c$  – емпіричні параметри рівнянь.

Ці параметри були визначені методом якнайменших квадратів за даними випробувань прокладок на сумісну дію стискаючих і зсовуючих сил. Отримані залежності жорсткостей прокладок при зсуві в поперечному  $u^{\Gamma z}$  напрямі приведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Залежність змін жорсткостей прокладок при зсуві від величини їх стиснення  $\Delta h$ , м

Тип проклад- ки	Залежності жорсткості при зсуві	Середня помилка ап- роксимації
	$u_{np}^{\Gamma y} = f(\Delta h) \text{ (кН/м)}$	
1	2	3
ЦП-143	$2,8 \cdot 10^4 + 166,4 \cdot 10^5 \Delta h^{0,981}$	4,3
ЦП-260	$4,3 \cdot 10^4 + 337,3 \cdot 10^5 \Delta h^{0,985}$	3,6
ЦП-153	$5,07 \cdot 10^4 + 2354 \cdot 10^5 \Delta h^{0,983}$	4,9
ЦП-163	$2,12 \cdot 10^4 + 1402 \cdot 10^5 \Delta h^{0,982}$	4,7
ПРП-2.1	$2,9 \cdot 10^4 + 216,12 \cdot 10^5 \Delta h^{0,972}$	2,8
ПРП-2.11	$3,4 \cdot 10^4 + 215,1 \cdot 10^5 \Delta h^{0,925}$	3,6

Випробування прокладок, що були в експлуатації, на сумісну дію стискаючих і зсовуючих сил дозволило одержати емпіричну залежність зміни жорсткості прокладок при зсуві від терміну роботи їх в колії. Збільшення цієї жорсткості після 10-18 років експлуатації для гумових і гумовокордових прокладок скріплення КБ складає в середньому 23-34 %, ПРП-2.1 після 6 років експлуатації – 12 %. Застосовуючи лінійний закон зміни жорсткості прокладок при зсуві від терміну служби, була одержана орієнтовна залежність, приведена в табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Залежність змін жорсткості прокладок при зсуві від терміну їх служби в колії, років

Тип прокладки	Емпіричні залежності $u_{np}^{\Gamma}(t) = f(t) \text{ (кН/м)}$	Середня помилка апроксимації, %
1	2	3
ЦП-143	$u_{np}^{\Gamma}(t) = u_{np}^{\Gamma y} + 0,11 \cdot 10^4 t$	4,12
ЦП-260	$u_{np}^{\Gamma}(t) = u_{np}^{\Gamma y} + 0,22 \cdot 10^4 t$	3,17
ЦП-153	$u_{np}^{\Gamma}(t) = u_{np}^{\Gamma y} + 0,31 \cdot 10^4 t$	3,22
ЦП-163	$u_{np}^{\Gamma}(t) = u_{np}^{\Gamma y} + 0,25 \cdot 10^4 t$	3,05
ПРП-2.1	$u_{np}^{\Gamma}(t) = u_{np}^{\Gamma y} + 0,39 \cdot 10^4 t$	6.12

### 3.3.4 Експериментальне визначення жорсткості прикріплювачів

#### 3.3.4.1 Жорсткість прикріплювачів в скріпленнях для дерев'яних шпал

В розділах 3.1.2 і 3.1.3 на основі аналізу роботи вузлів скріплень типів ДО, Д-2, Д-4, КППД-2 і СКД65-Д під дією просторових сил встановлено, що складовими просторових жорсткостей скріплень цих типів являються жорсткості пружних шайб (скріплення Д-2, СКД65-Д), або пружних клем (Д-4, КППД-2) при їх стисненні, а також жорсткості костилів (скріплення ДО), або шурупів (інші типи скріплень) при їх поперечному віджиманні.

Жорсткість пружних шайб і пружних клем при стисненні визначена при їх випробуваннях на ручному лабораторному гідравлічному пресі, який розвиває зусилля до 50 кН. Діапазон навантаження при випробуваннях шайб склав від 0 до 27 кН, що відповідає натягненню клемного болта при нормативному моменті закручування гайок 200 Нм. Діапазон навантажень при випробуваннях пружних клем був прийнятим від 0 до 20 кН. Величина деформацій фіксувалась індикатором ІЧ-10 з точністю до 0,01 мм. Усього було випробувано більше 100 шайб різних заводів виготовників і по 20 клем скріплень Д-4 і КППД-2. Результати випробувань приведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Жорсткості пружних шайб і пружних клем скріплень для дерев'яних шпал

Тип скріплення	Елемент	Жорсткість при стисненні, кН/м	Середньоквадратичне відхилення, кН/м
1	2	3	4
Д-2, СКД65-Д	Пружинна шайба	$0,25 \cdot 10^4$	$0,002 \cdot 10^4$
Д-4	Пружна пластинчаста клема	$1,23 \cdot 10^4$	$0,024 \cdot 10^4$
КППД-2	Пружна пружинна клема КП-2-1	$1,45 \cdot 10^4$	$0,032 \cdot 10^4$

Для визначення жорсткості костилів при їх поперечному віджиманні, узгодження роботи яких визначає жорсткість скріплення ДО при горизонтальних поперечних вигинах рейки, був використаний пристрій, загальний вид якого приведений на рис. 3.22.

Пристрій складається з рамки 1 має спеціальні відгини 2, за допомогою яких захоплюється головка і підшва рейки з боку осі колії. Навантаження на торець шпали задавалося гідравлічним домкратом ДГ-5, шток якого упирався в торець шпали, а основа – в приварену до рамки пластину 3. Значення навантаження фіксувалися по манометру, вмонтованому в циліндр домкрата. Переміщення шпали щодо підшви рейки визначалися індикатором ІЧ-10.

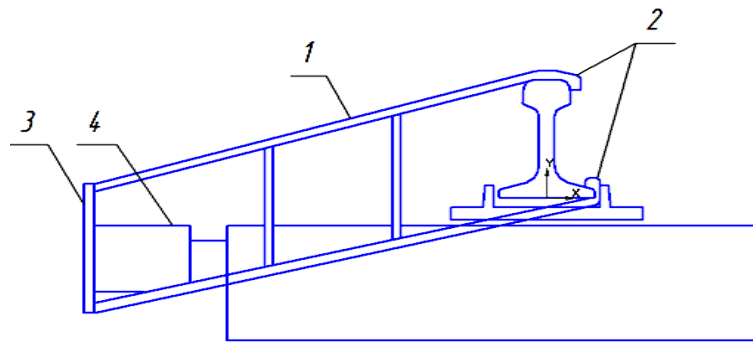


Рис. 3.22. Пристрій для визначення поперечних переміщень шпали: 1 – рамка; 2 – захоплювачі; 3 – пластина; 4 – домкрат

Перед початком дослідження костилі добивалися, баласт у торця шпали відкопувався на глибину 10 см. Для виключення впливу сил тертя шпали по баласту рейкову нитку вивішували на висоту 15-20 мм двома домкратами ДГП-8. Після цього на шпалу встановлювався пристрій, домкрат, індикатор переміщення і починалися випробування.

Навантаження на шпалу прикладалося східчасто по 5 кН до досягнення переміщень шпали рівних 0,6 мм, що є реальними переміщеннями підшви рейки в колії при русі в кривій радіусом 350 м. Достатнім виявлявся рівень навантажень, як правило, 38-40 кН для нових шпал і 20-25 кН для старопридатних.

Випробування були виконані на восьми ділянках, експлуатаційні характеристики яких приведені в табл. 3.7. На кожній ділянці було випробувано не менше



ніж 25 шпал.

Таблиця 3.7

Характеристики дослідних ділянок для визначення параметрів вертикальної жорсткості колійних костилів при віджиманні

№ ділянки	Величини вантажонапруженості, млн. ткм брутто/км за рік	Встановлена швидкість руху, км/год	Радіус кривої ділянки, м	Термін служби колії, років
1	2	3	4	5
1	20	65	400	7,5
2	9	60	330	2,5
3	15	65	344	5,9
4	18	70	320	6,8
5	17	70	300	3,8
6	22	70	310	0,8
7	14	60	365	8,3
8	5,5	75	340	9,1

Для визначення жорсткості шурупів були виконані випробування за допомогою пристрою, загальний вигляд якого наведений на рис. 3.23. Пристрій складається з гідравлічного домкрату з зусиллям 20 кН, шток якого упирався у реборду підкладки, а основа домкрата передавала зусилля, на зразковий статичний динамометр ДОСМ-5. Динамометр, в свою чергу, передавав зусилля на опор, який опирався у підшву рейки з протилежного боку колії. Переміщення підкладки що до шпали визначались індикатором ІЧ-10.

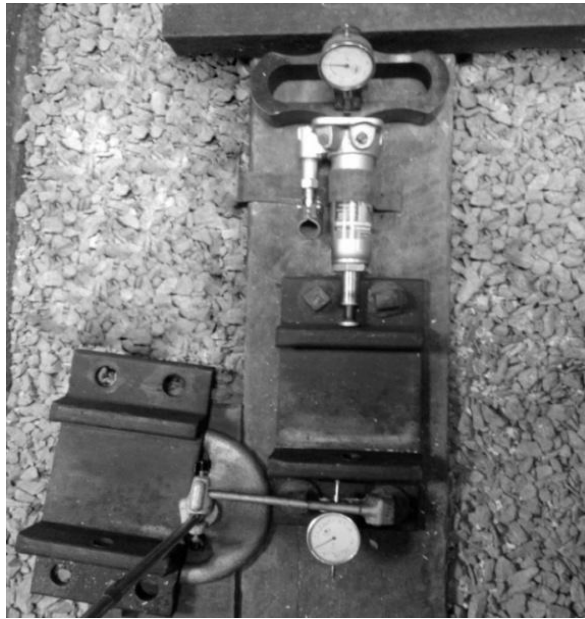


Рис. 3.23. Пристрій для визначення жорсткості шурупів при їх віджиманні

Перед початком дослідження, за допомогою динамометричного ключа контролювався рівень натягнення шурупів скріплення або добивання костилів.

Для ліквідації люфтів і зазорів підкладку попередньо навантажували силою яка дорівнювалась 6,5 кН з подальшим повним розвантаженням. Після цього починалось випробування.

Навантаження, на підкладку прикладалося східчасто з шагом 3,5 кН, до досягнення переміщень, які склали 0,2 мм, що відповідає реальним переміщенням підкладки в колії при русі в кривій  $R = 300$  м, Випробування були проведені на 10 ділянках колії Південної залізниці, які відрізнялись термінами експлуатації. На кожній ділянці було випробувано не менше 10 шпал.

Вплив експлуатаційних чинників в колії на величини жорсткості шурупів, при горизонтальному навантаженні оцінювався коефіцієнтом кореляції.

В процесі експлуатації жорсткість костилів та шурупів зменшується, залежності цих величин від термінів служби не лінійні (рис. 3.24, 3.25).

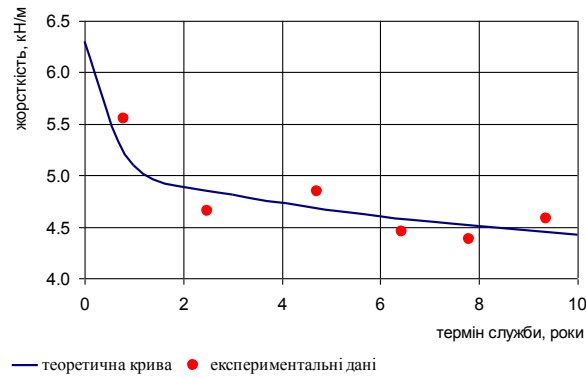


Рис. 3.24. Графік залежності жорсткості шурупів від терміну експлуатації

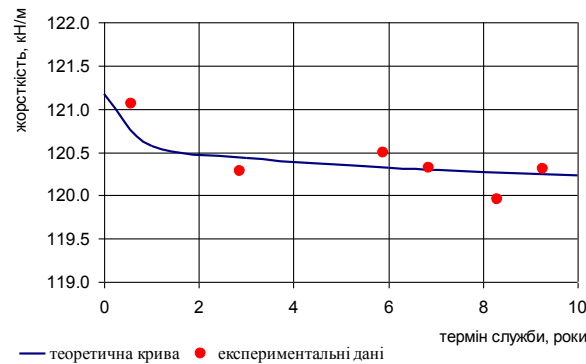


Рис. 3.25. Графік залежності жорсткості костилів від терміну експлуатації колії

Експериментальні дані були апроксимовані показовим рівнянням

$$C = a - vt^c, \quad (3.51)$$

де  $t$  – термін експлуатації колії, роки.

$a, v, c$  – емпіричні коефіцієнти.

Середня помилка апроксимації для рівняння (3.51) складає 7,8 %.

Залежності змін жорсткостей прикріплювачів мають вигляд:

- для костилів

$$C_x = 3,15 \cdot 10^4 - 0,604 \cdot 10^4 t^{0,191}; \quad (3.52)$$

- для шурупів

$$C_{ш} = 121,17 \cdot 10^3 - 0,604 \cdot 10^3 t^{0,191}, \quad (3.53)$$

де  $t$  - термін експлуатації колії, роки.

Середня похибка апроксимації для рівняння (3.52) складає 7,8 %, для рівняння (3.53) складає 8,7 %.

Вплив інших експлуатаційних чинників на жорсткість шурупів в тому числі

момент натягу, виявити не вдалося. Дослідження показали, що момент натягу шурупів впливав тільки на величину початкової сили, при якій починалось вибірка люфтів і зазорів.

### 3.3.4.2 Жорсткості прикріплювачів в скріпленнях для залізобетонних шпал

В скріпленнях для залізобетонних шпал на формування їх просторових жорсткостей впливають (розділ 3.1.4 і 3.1.5) жорсткості пружних шайб при стисненні (скріплення КБ, СКД65-Б) або пружних клем при їх вертикальній деформації (скріплення КПП-5, КПП-5-К), а також жорсткості закладних болтів при зсуві підкладки (КБ, СКД65-Д).

Пружні двовиткові шайби, які використовуються в скріпленнях КБ і СКД65-Б повністю аналогічні шайбам скріплень Д-2 і СКД65-Д (табл. 3.6).

У роботі [76] зроблена спроба визначення жорсткості пружинної клемі КП-5.2 скріплення КПП-5 при її стисненні вертикальними силами, однак правомірність застосування запропонованої схеми випробувань викликає сумніви.

Для випробування клем КП-5.2 застосовувалось обладнання (рис. 3.26), яке досить точно моделює роботу клем у колії.

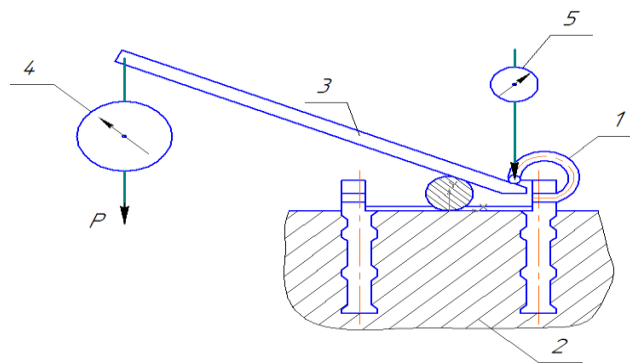


Рис. 3.26. Обладнання для випробування клем КП-5.2: 1 – клемма; 2 – шпала; 3 – важіль; 4 – динамометр; 5 – індикатор переміщень ІЧ-10

Навантаження на клему фіксувалося за допомогою механічного динамометра ДОСМ-3-1, вертикальна деформація клем – індикатором переміщень ІЧ-10 з точ-

ністю до 0,01 мм. Максимальне навантаження на клеми становило 10 кН.

Усього було випробувано по 25 клем. Результати статичної обробки результатів випробувань клем КП-5.2 наведені в табл. 3.8.

Таблиця 3.8

Значення вертикальної жорсткості клем проміжного рейкового скріплення типу КПП-5

Діаметр прутка клеми, мм	Пружний хід клеми (к), мм	Жорсткість клеми (к), кН/м	Середньоквадратичне відхилення, кН/м
16,0	9,0	$0,138 \cdot 10^4$	$0,02 \cdot 10^4$

Жорсткість закладних болтів скріплень КБ (СКД65-Б) при горизонтальних поперечних навантаженнях на вузол скріплення визначалася в лабораторних умовах.

Для визначення цього параметра у вузлі скріплення КБ були видалені нашпальні прокладки і під підкладку укладені чотири сталеві ролики (рис. 3.27) діаметром 10 мм і завдовжки 140 мм. Натягнення гайок закладних болтів виконувалося східчасто, починаючи з рівня 50 Нм і далі з інтервалом 10 Нм до рівня 150 Нм. Рівень натягнення гайок задавався за допомогою динамометричного ключа.

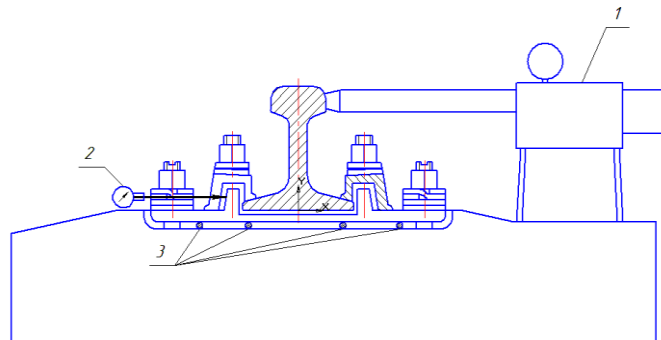


Рис. 3.27. Схема випробувань вузла скріплення КБ для визначення жорсткості закладних болтів при поперечному зсуві підкладки: 1 – розпорний прилад; 2 – індикатор переміщень ІЧ-10; 3 – ролики діаметром 10 мм

У вузлі скріплення застосовувалась підрейкова прокладка типу ЦП-260, гайки клемних болтів були закручені з постійним моментом 200 Нм.

Горизонтальні поперечні навантаження прикладались до головки темплета

рейки типу Р65 завдовжки 200 мм за допомогою гідравлічного розпорного приладу. Навантаження прикладалось східчасто по 5 кН до досягнення переміщень підкладки, рівних 0,6 мм, що відповідає реальним переміщенням в колії в кривих радіусом 400 м. Рівень навантаження фіксувався по манометру прилада. Максимально необхідним виявилось навантаження, яке дорівнювало 50 кН.

Переміщення підкладки фіксувались індикатором ІЧ-10.

Всього було проведено 10 серій випробувань вузла скріплення з різними комплектами закладних болтів з гайками, шайбами і ізолюючими втулками.

На початку кожної серії гайка закладних болтів закручувалася з крутячим моментом 150 Нм і вузол скріплення обжимався горизонтальною силою 10 кН для вибірки люфтів і зазорів з подальшим повним розвантаженням. Після цього встановлювали рівень моменту закручування гайок закладних болтів 50 Нм і починалися випробування. В кожній серії виконувалося не менше п'ять завантажень до рівня поперечних переміщень підкладки 0,4 мм з подальшим повним розвантаженням. Одержані результати оброблялися по загальноприйнятій методиці з визначенням середніх значень і середньквадратических відхилень.

Залежність жорсткості двох закладних болтів від величини моменту закручування гайок не лінійна (рис. 3.28) і апроксимована показовим рівнянням вигляду

$$C_{\text{зак}} = \alpha \cdot M^{\beta}.$$

Емпіричні параметри  $\alpha$  і  $\beta$  цього рівняння визначені методом найменших квадратів. Одержана таким чином залежність жорсткості закладних болтів є рівнянням

$$C_{\text{зак}} = 0,483 \cdot 10^4 M^{0,678}, \quad (3.54)$$

де  $M$  – момент закручування гайок закладних болтів, Нм.

Середня помилка апроксимації (3.54) склала 2,4 %.

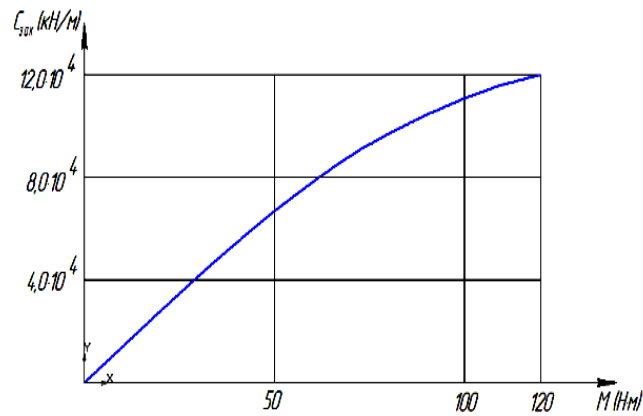


Рис. 3.28. Залежність жорсткості закладних болтів при поперечних переміщеннях підкладки від моменту закручування гайок

### 3.4 Змінення жорсткостей рейкових опор в процесі експлуатації колії

Дослідження, результати яких показанні в розділах 3.1-3.3, дозволяють визначити величини жорсткостей рейкових опор у вертикальній, горизонтальній поперечній площинах і при крученні рейки для різних умов і прогнозувати зміни цих параметрів в процесі експлуатації.

На рис. 3.29-3.37 приведені графіки залежності вертикальної, горизонтальної поперечної і жорсткості при крученні рейки від термінів експлуатації колії. Розрахунки просторової жорсткості опор для літніх умов були виконані по формулах (3.1)-(3.37) з урахуванням матеріалів, приведених в табл. 3.3-3.8.

Виконані дослідження показали, що просторова жорсткість опор змінюється в широких межах. Так, при залізобетонних шпалах вертикальна жорсткість опор може змінюватися від  $3,3 \cdot 10^4$  кН/м до  $8,2 \cdot 10^4$  кН/м, горизонтальна поперечна жорсткість від  $0,96 \cdot 10^4$  кН/м до  $2,41 \cdot 10^4$  кН/м, горизонтальна поздовжня  $0,93 \cdot 10^4$  кН/м до  $2,74 \cdot 10^4$  кН/м, жорсткість при крученні рейки від 136 кНм/рад до 195 кНм/рад.

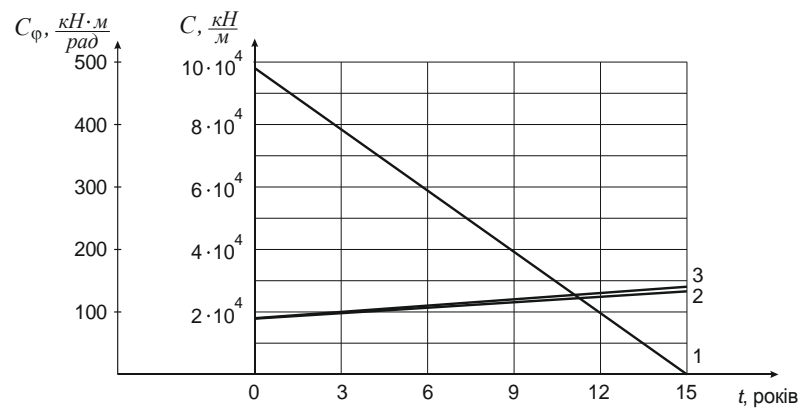


Рис. 3.29. Зміна просторових жорсткостей рейкових опор при скріпленнях типу ДО під час експлуатації

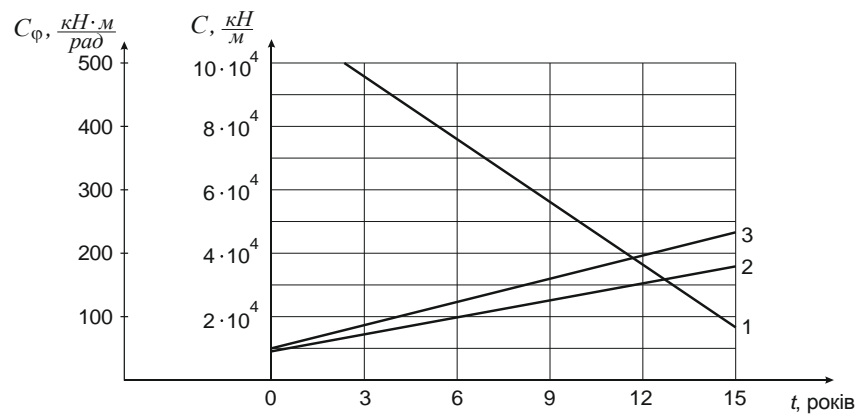


Рис. 3.30. Зміна просторових жорсткостей рейкових опор при скріпленнях типу КППД-2 під час експлуатації

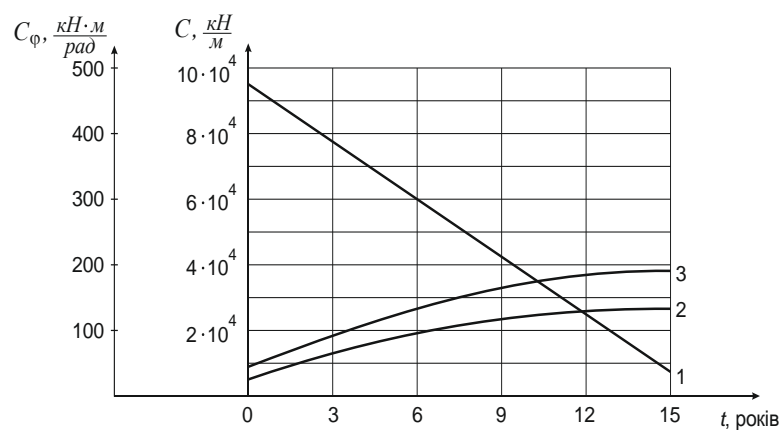


Рис. 3.31. Зміна просторових жорсткостей рейкових опор при скріпленнях типу Д-4 під час експлуатації



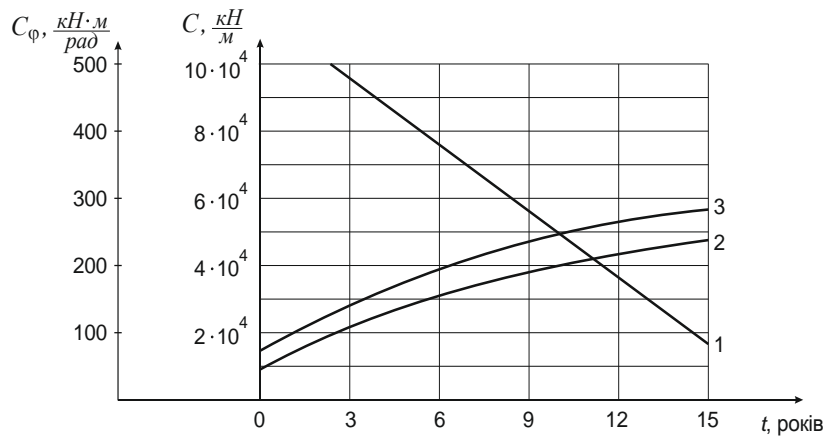


Рис. 3.32. Зміна просторових жорсткостей рейкових опор при скріпленнях типу Д-2 під час експлуатації

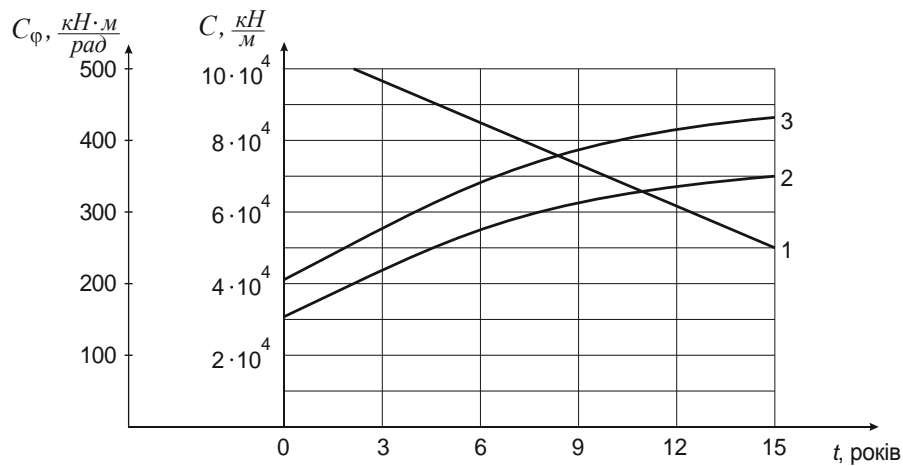


Рис. 3.33. Зміна просторових жорсткостей рейкових опор при скріпленнях типу СКД65-Д під час експлуатації

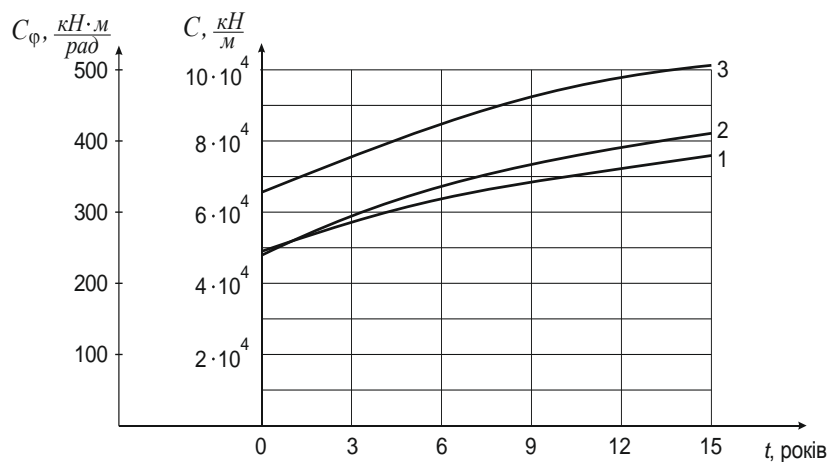


Рис. 3.34. Зміна просторових жорсткостей рейкових опор при скріпленнях типу КБ, підрейкові прокладки ЦП-260, нашпальні ЦП-153 під час експлуатації

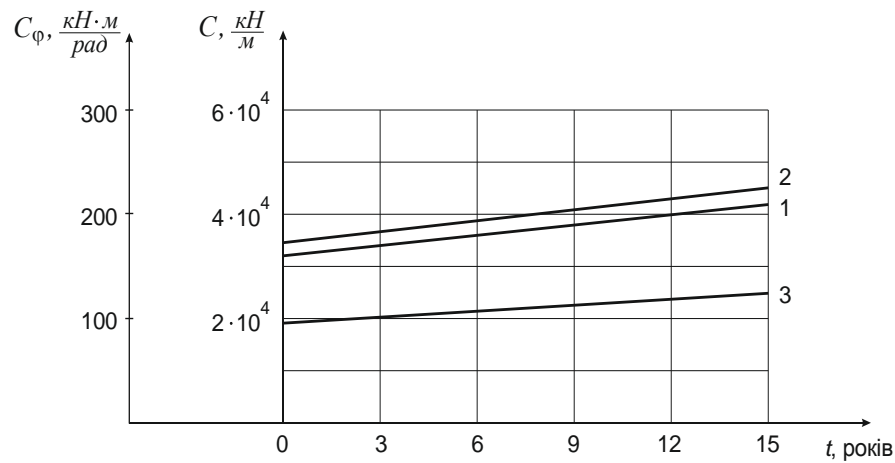


Рис. 3.35. Зміна жорсткостей рейкових опор при скріпленнях типу КПП-5, прокладки ПРП-2.1 під час експлуатації

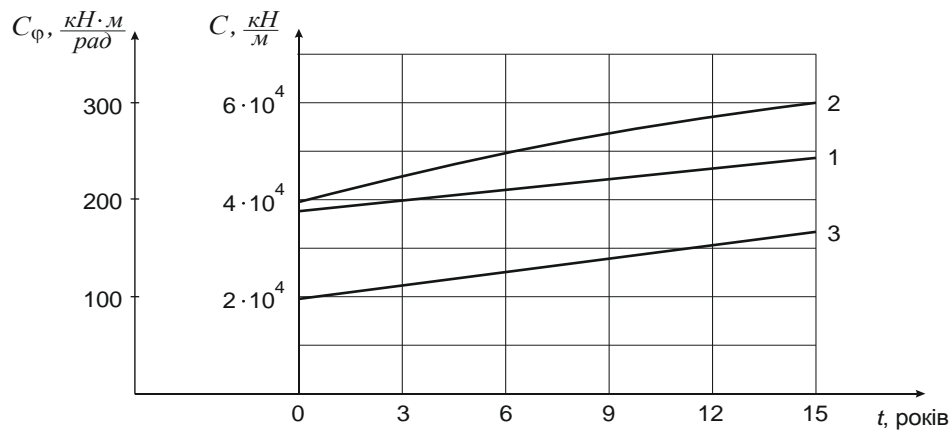


Рис. 3.36. Зміна жорсткостей рейкових опор при скріпленнях типу КПП-5, прокладки ПРП-2.4 під час експлуатації

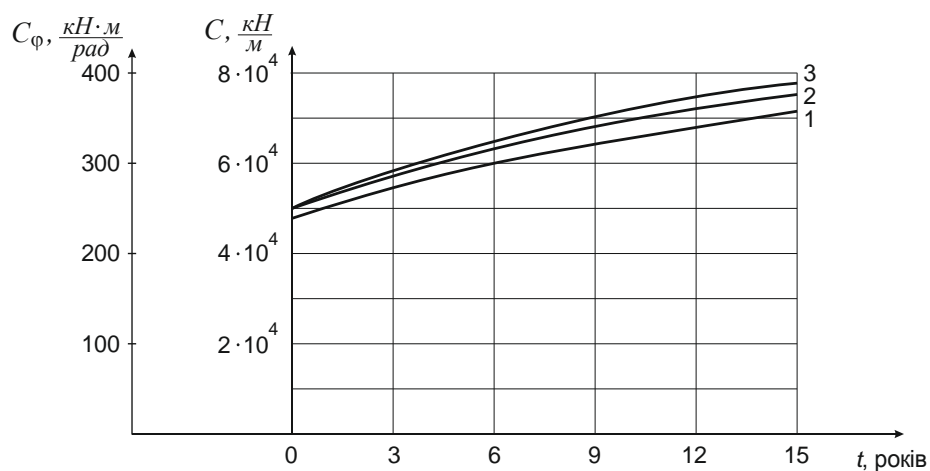


Рис. 3.37. Зміна просторових жорсткостей рейкових опор при скріпленнях типу СКД65-Б, підрейкові прокладки ЦП-260, нашпальні ЦП-153 під час експлуатації

При дерев'яних шпалах діапазони змін вертикальної жорсткості складають  $1,54-2,75 \cdot 10^4$  кН/м, горизонтальної поперечної  $0,39-2,25 \cdot 10^4$  кН/м. Жорсткість рейкових опор при крученні рейки в цьому випадку змінюється від 182 до 495 кНм/рад за рахунок змін коефіцієнта постілі підкладки при дерев'яних шпалах (розділ 3.3.2).

Формування вертикальної жорсткості опор при залізобетонних шпалах із застосуванням сучасних типів підрейкових і нашпальних прокладок переважно визначається вертикальною жорсткістю скріплень. При діючих на магістральному транспорті осьових навантаженнях, від 54 до 63 % пружних вертикальних деформацій опор відбувається за рахунок деформацій пружних елементів у вузлі скріплення. При дерев'яних шпалах в початковий період експлуатації більш 60 % вертикальних деформацій опор складають просідання і вигин дерев'яних шпал. В процесі експлуатації колії, в результаті зносу і старіння деревини шпал відбувається зменшення вертикальної жорсткості скріплень для дерев'яних шпал з одного боку і збільшення сил опору дерев'яних шпал вертикальним переміщенням за рахунок ущільнення і забруднення баласту з другого боку. В результаті цих явищ частка пружних деформацій у вузлі скріплень зростає до 63 %.

У формуванні горизонтальної поперечної жорсткості опор на залізобетонних шпалах складова пружних деформацій у вузлі скріплення в процесі експлуатації зростає від 35 % до 67 % від загальних деформацій опор при різних типах підрейкових і нашпальних прокладок. Горизонтальна жорсткість опор при дерев'яних шпалах формується, в основному, силами опору баласту переміщенням цих шпал.

Жорсткість опор при крученні рейки визначається жорсткістю проміжних скріплень.

Головними експлуатаційними чинниками, що впливають на зміни просторової жорсткості рейкових опор є терміни експлуатації колії.

Після десяти років експлуатації вертикальна жорсткість опор при залізобетонних шпалах зростає на 40-48 %. При дерев'яних шпалах вертикальна жорсткість опор збільшується на 15-23 %. Горизонтальна поперечна жорсткість опор при залізобетонних і дерев'яних шпалах за десять років зростає на 23-36 %.

Особливо суттєвим є вплив термінів експлуатації колії на горизонтальну позовжню жорсткість опор. Збільшення цього параметра складає 63-83 % при залізобетонних і 96-108 % при дерев'яних шпалах після десяти років експлуатації колії.

Жорсткість опор при крученні рейки для залізобетонних шпал збільшується на 20-41 % при тих же термінах служби колії, при дерев'яних шпалах цей параметр зменшується більш ніж в 2,7 рази.

В зимових умовах вертикальна жорсткість опор зростає в 1,3-1,42 рази, горизонтальна поперечна – в 1,42-1,55 рази, горизонтальна позовжня в середньому – в 1,3 рази.

### **3.5 Висновки за розділом 3**

1. Розглянуто формування просторової жорсткості рейкових опор, формування просторової жорсткості найбільш розповсюджених типів проміжних рейкових скріплень для – залізобетонних і дерев'яних шпал. Одержані розрахункові рівняння, що дозволяють визначати просторову жорсткість скріплень при динамічній дії рухомого складу на колію. Встановлений перелік параметрів пружних елементів проміжних скріплень, що формує їх просторову жорсткість. Визначені експлуатаційні характеристики колії, що впливають на просторові жорсткості скріплень і шпал.

2. Виконані експериментальні дослідження пружних характеристик і жорсткостей проміжних скріплень в лабораторних і польових умовах. Встановлена залежність зміни жорсткостей пружних елементів скріплень в процесі експлуатації.

3. Дослідження просторової жорсткості скріплень дозволяють, змінюючи характеристики їх пружних елементів, добиватися оптимальних значень жорсткості рейкових опор для різних умов експлуатації.

4. Розглянуто формування сил опорів просторовим переміщенням залізобетонних і дерев'яних шпал. Визначені умови прояву і співвідношення пружних і дисипативних сил в структурі і сил опорів шпал переміщенням.

5. Виконані експериментальні дослідження пружних характеристик залізобетонних і дерев'яних шпал при їх навантаженні в колії вертикальними і горизонтальними поперечними силами. Набуті значення відповідних жорсткостей шпал. Встановлена залежність зміни просторової жорсткості шпал в процесі експлуатації колії. Оцінені зміни просторової жорсткості шпал в зимових умовах.

6. На підставі виконаних досліджень отримані значення жорсткостей рейкових опор при залізобетонних і при дерев'яних шпалах у вертикальній, горизонтальній поперечній площинах і при крученні рейки. Встановлені залежності змін цих параметрів залізничних колій з часом.

Для умов, порівняних з експлуатаційними умовами магістральних доріг, одержані автором значення просторової жорсткості опор узгоджуються з даними інших досліджень.

## РОЗДІЛ 4

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ НА БОКОВИЙ ЗНОС І ПОШКОДЖУВАНІСТЬ РЕЙОК В КРИВИХ МАЛИХ РАДІУСІВ

#### 4.1 Загальні положення проведених чисельних досліджень

Як наголошувалося в розділі 1, факторів, що впливають на боковий знос рейок і інші відмови колії, достатньо багато, і ці фактори в своєму прояві достатнє різноманітні. Наприклад, градієнти кривизни колії в плані в зоні нерівності не у всіх випадках викликають збільшення динамічних поперечних сил. Тому для узагальнення обліку впливу цих факторів в роботі був застосований параметр, який в практиці сучасних досліджень одержав найменування факторубокового зносу [15].

$$\Phi = \frac{N \cdot f \cdot W}{G}, \quad (4.1)$$

де  $N$  – нормальний тиск в точці контакту гребеня колеса і рейки, Н;

$f$  – коефіцієнт тертя ковзання;

$W$  – відносне ковзання гребеня по рейці;

$G$  – площа контакту гребеня і рейки.

Добуток коефіцієнта тертя ковзання на величину нормального тиску гребеня колеса на рейку можна представити у вигляді

$$f \cdot N = \frac{N_{nan}}{\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma}, \quad (4.2)$$

де  $\gamma$  – кут нахилу гребеня колеса до горизонту;

$N_{nan}$  – направляюча зусилля на першій вісі візка, Н;

Під час руху екіпажа по кривій колеса ковзають по рейках не тільки за рахунок обертання жорсткої бази, але і в результаті того, що колеса по зовнішній і внутрішній рейковим ниткам проходять різну відстань.

Сумарне відносне ковзання гребеня колеса дорівнює

$$W = \sqrt{\left(\frac{S}{2 \cdot R} - \frac{a}{r}\right)^2 + \left(\frac{x_1}{R \cdot \cos \gamma}\right)^2 + \left(\frac{a \cdot x_1}{r \cdot \cos \gamma}\right)^2}, \quad (4.3)$$

де  $S$  – відстань між вісями рейок, м;

$R$  – радіус кривої, м;

$a$  – глибина торкання гребеня колеса і головки рейки відносно середнього кола-катання, м;

$x_1$  – відстань від полюса повороту до геометричної вісі першої по ходу руху колісної пари жорсткої бази, м.

Площа контакту гребеня колеса з боковою гранню головки рейки залежить від кута набігання колеса на рейку і може бути визначена в відносних одиницях за формулою

$$G = 1 + 30 \cdot \frac{x_1}{R}. \quad (4.4)$$

Таким чином, фактор бокового зносу враховує не тільки величину горизонтальних поперечних і направляючих сил, але, за своєю суттю, є енергією, яку витрачає рухомий склад на знос і виникнення дефектів контактної-втомного походження в рейках.

Оскільки метою роботи є виявлення чисельними методами причин інтенсивного бокового зносу рейок і інших відмов колії в кривих малого радіусу, дослідження проведені для наймасовішого типу рухомого складу чотиривісних вантажних вагонів на візках ЦНП-3, перевезення яких складають 75-90 % вантажонапруженості ділянок колії. Отже, дія саме таких вагонів і є основними причинами вказаних розладів.

Був прийнятий наступний порядок розрахунків. Спочатку дослідження проводилися для найпоширеніших конструкцій підрейкової основи – колія на дерев'яних шпалах зі скріпленням ДО і на залізобетонних типа Ш1-1 зі скріпленням СКБ65-Б або його прототипом КБ. При цьому виконувалися розрахунки для ділянки колії, яка не має нерівностей. Тут встановлювався вплив на динамічні процеси змін радіусу кривої, змін величини горизонтального поперечного прискорення екіпажа і змін ширини колії (перша серія розрахунків). Далі, для тих же конструкцій

цій підрейкової основи було виконано дослідження динамічних процесів при русі вагону по періодичних нерівностях в плані, вплив локальних стикових і плавних ізольованих нерівностей плану (друга серія розрахунків). Крім того, виконано дослідження впливу гальмівних процесів в потязі на дію вантажного вагону на колію в кривій. Ці розрахункові варіанти склали третю серію.

В розрахунках четвертої серії була зроблена спроба встановити вплив конструкції підрейкової основи на динаміку взаємодії колії і вантажних вагонів в кривих. Для цього виконувались розрахунки для різних типів проміжних скріплень при дерев'яних і залізобетонних шпалах для ділянок кривих які не мають нерівностей і для кривих з локальними стиковими нерівностями.

## **4.2 Розрахунки динаміки взаємодії колії і рухомого складу в кривій, яка не має нерівностей в плані**

### **4.2.1 Вплив радіусу кривої на динамічні процеси зміни**

В розрахунках першого етапу досліджено рух вантажного вагону по колії без нерівностей в плані (тобто ідеального геометричного контуру) при постійному значенні непогашеного поперечного горизонтального прискорення, яке дорівнювало  $0,4 \text{ м/с}^2$  і підвищенні зовнішньої рейки  $h = 100 \text{ мм}$ . Виходячи з цих умов, були попередньо розраховані швидкості руху. Такий підхід був прийнятий для того, щоб виявити вплив тільки одного параметру – в даному випадку радіусів кривих. Зразки графіків горизонтальних поперечних сил наведені на рис. 4.1-4.4, а екстремальні значення направляючих бокових сил і факторів бокового зносу у табл. 4.1.



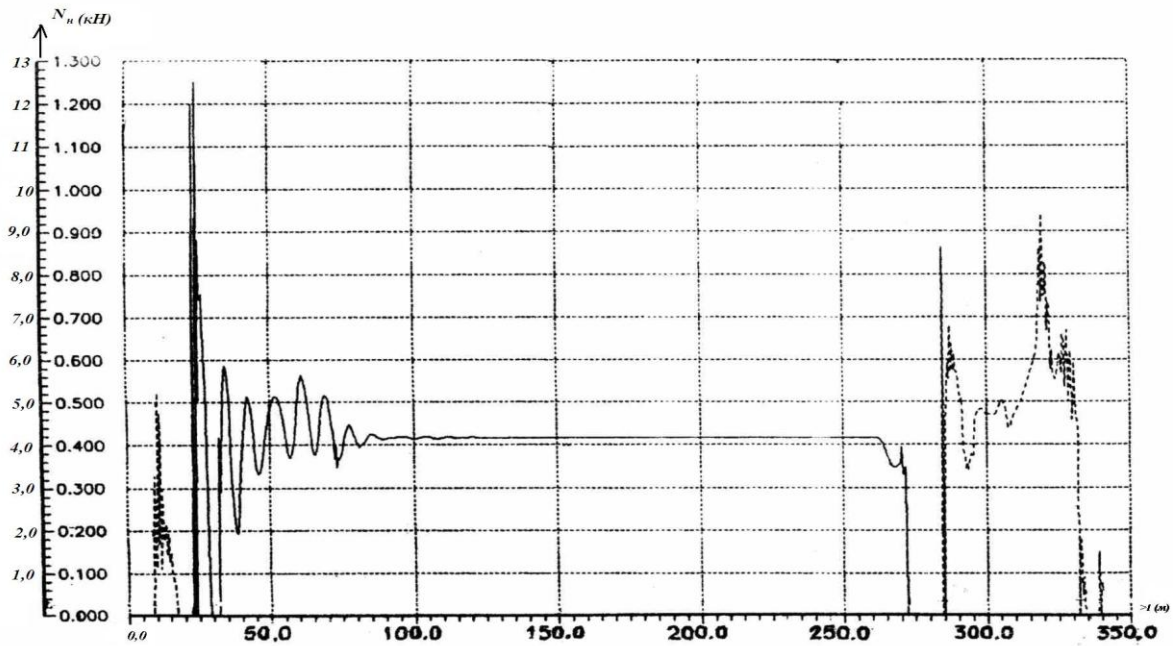


Рис. 4.1. Графік залежностей направляючих сил при русі вантажного вагону по кривій радіусом 300 м зі швидкістю 17,7 м/с (колесо № 1)

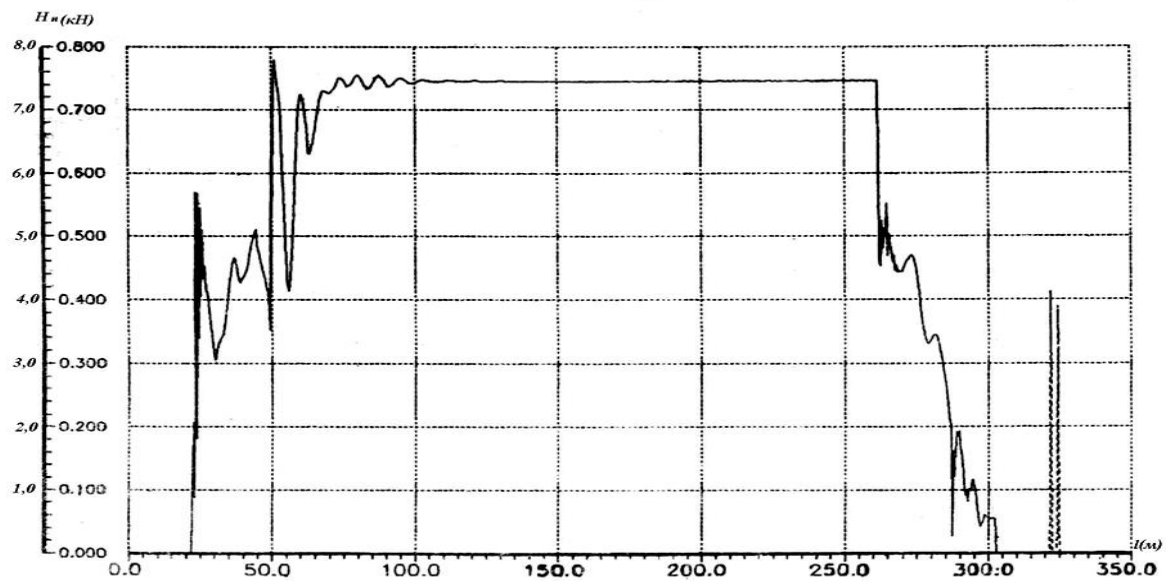


Рис. 4.2. Графік залежностей направляючих сил при русі вантажного вагону по кривій радіусом 300 м зі швидкістю 17,7 м/с (колесо № 7)

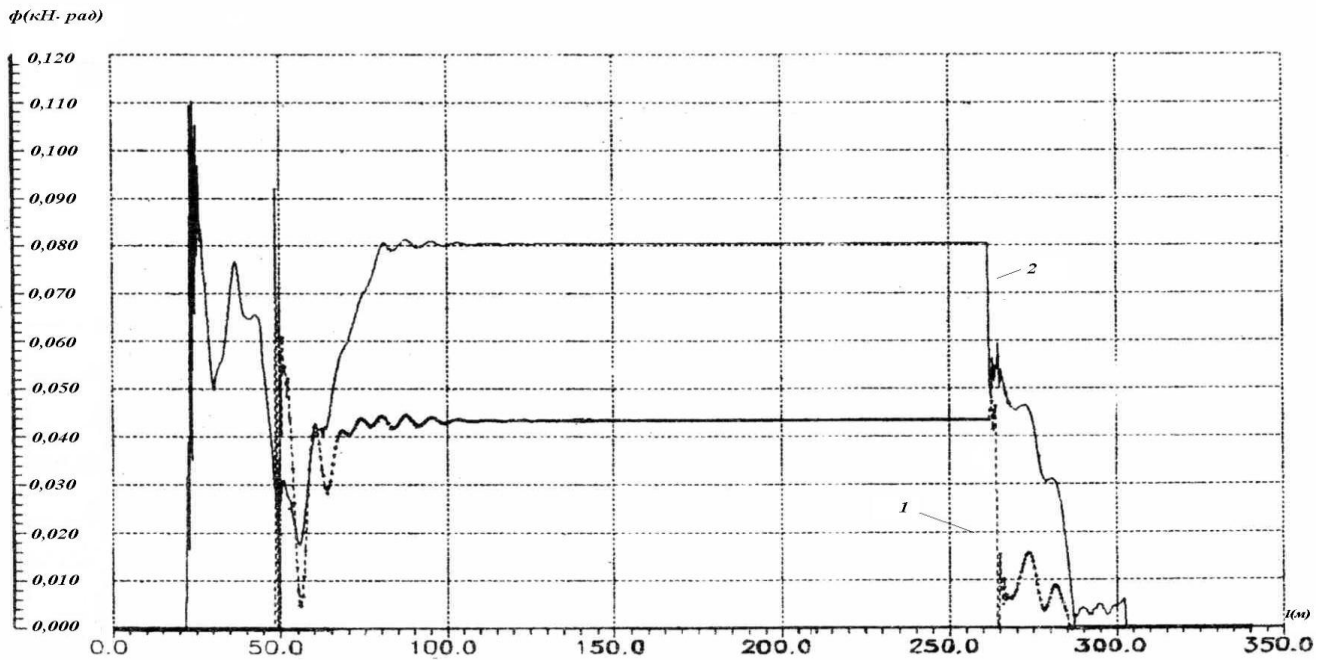


Рис. 4.3. Графік залежностей фактору бокового зносу при русі вантажного вагону по кривій радіусом 300 м зі швидкістю 17,7 м/с: 1 – колесо № 5; 2 – колесо № 7

$\gamma$ , рад

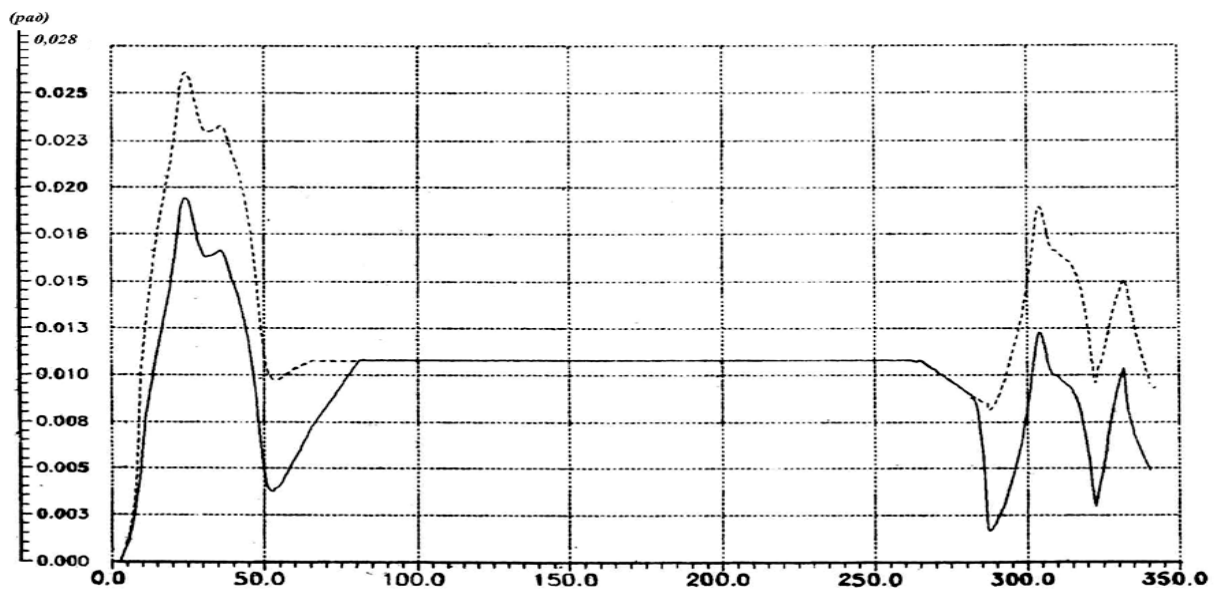


Рис. 4.4. Графік залежностей кутів набігання коліс на рейки при русі вантажного вагону по кривій радіусом 300 м зі швидкістю 17,7 м/с: 1 – колесо № 5; 2 – колесо № 7

Таблиця 4.1

## Горизонтальні динамічні сили при русі по колії без нерівностей

Підрейкова основа	Радіус кривої, м	Швидкість руху, м/с	Направляючі сили, кН		Бокові сили, кН		Сумарний фактор зносу, кНрад
			Перехідна крива	Кругова крива	Перехідна крива	Кругова крива	
дер. шпали, скріплення ДО	200	14,4	18,1	11,2	27,9	26,1	0,622
	300	17,7	11,6	7,6	29,1	17,6	0,252
	400	20,4	10,8	7,0	31,2	17,8	0,128
	650	25,7	9,2	6,2	34,0	15,1	0,084
з.б., СКД65-Б	200	14,4	21,8	13,2	30,6	28,4	0,755
	300	17,7	13,9	9,9	32,8	19,7	0,327
з.б., скріпленняКБ	400	20,4	12,2	9,3	39,2	18,6	0,211
	650	25,7	11,3	7,7	37,6	17,3	0,117

З табл. 4.1 виходить, що в цьому випадку максимальні значення сил виникають не в кругових кривих (не мають нерівностей колії в плані), тобто на ділянці сталого руху екіпажа в кривій, а в перехідних кривих (при вході і виході екіпажа з них). Як це видно з графіків (рис. 4.1), при вході екіпажа в перехідні криві і виході з них виникають ударні процеси між гребенями коліс і рейками; при вході в перехідну криву – відбуваються удари гребенів набігаючих коліс в зовнішню рейку, а при виході – удари гребенів коліс по головці внутрішньої рейки. Виникаюча при цьому величина сили удару не залежить від величини квазістатичного непогашеного прискорення, а залежить тільки від величини швидкості руху вагону.

Тут і в подальших таблицях сумарний фактор зносу є одержаним в розрахунках сумами значень фактору зносу під всіма вісями розрахункового вагону в круговій кривій.

Очевидно, що при русі коліс по нерівностях колії в плані, з втратою контакту гребеня з головкою рейки і потім ударом в неї (таких випадків більшість) сили взаємодії гребенів коліс з рейками на нерівностях розглядатися не можуть і повинні розглядатися як квазістатичні. Тому не можна погодитись із зворотними твердженнями; на жаль ці твердження навіть вплинули і на вибір діючих зараз

норм нерівностей колії в плані [151-153].

Слід зауважити, що підвищені значення факторубокового зносу (в порівнянні з їх значеннями на кругових кривих), що спостерігалися в перехідних кривих (в місцях удару гребенів об рейки), не означає того, що велика небезпека такого зносу рейок має місце на перехідних кривих. Якщо в кругових кривих значення фактору бокового зносу  $\Phi$  відноситься до всієї протяжності кругової кривої, то в перехідній кривій воно відноситься тільки до місця удару гребеня колеса об рейку. З цього ж виходить і те, що від вибору параметрів перехідних кривих залежить величина бокового зносу рейок в цих кривих.

Застосування залізобетонних шпал зі скріпленням СКД65-Б в кривих з радіусами 200-300 м без нерівностей в плані призводить до збільшення направляючих сил на 18-20 %, бокових – на 25-30 %, сумарного фактору зносу на 30 %. Використання залізобетонних шпал зі скріпленням КБ в кривих з радіусами 400-650 м викликає збільшення цих параметрів на 21-23 %, 10-15 % і на 25-39 % відповідно.

Таким чином, встановлений тісний зв'язок зростання фактору зносу з кривизною рейок в колії. Навіть за відсутності нерівностей в плані зміна радіусу кривої від 400 до 200 м викликає збільшення фактору зносу в 1,7-6,4 рази.

#### **4.2.2 Вплив зміни горизонтального поперечного непогашеного прискорення на динамічні процеси взаємодії екіпажа і колії**

Для визначення впливу величини непогашеного прискорення на динамічні процеси взаємодії екіпажа і колії були проведені чисельні дослідження руху розрахункового вагону по кривій з радіусом 300 м і величиною підвищення зовнішньої рейки 100 мм при швидкостях руху від 8,5 м/с до 19,9 м/с. Значення екстремальних сил і сумарного фактору зносу по колесах зовнішньої рейки приведені в табл. 4.2. У варіантах для залізобетонних шпал були використані розрахункові характеристики скріплення СКД65-Б.

Таблиця 4.2

Змінення горизонтальних динамічних сил в залежності  
від непогашених прискорень

Підрейкова основа	Непогашене прискорення $m/c^2$	Швидкість руху, $m/c$	Направляючі сили, кН		Бокові сили, кН		Сумарний фактор зносу, кНрад
			Перехідна крива	Кругова крива	Перехідна крива	Кругова крива	
дер. шпали, скріплення ДО	+0,7	19,9	12,2	13,0	30,4	24,5	0,694
	+0,4	17,7	12,5	7,6	29,1	17,6	0,252
	-0,05	14,4	7,8	5,7	23,1	13,5	0,379
	-0,4	8,5	-3,7	-0,8	-8,0	-3,3	-0,117
з.б, Ш 1-1, СКД65-Б	+0,7	19,9	14,4	15,3	33,2	27,2	0,857
	+0,4	17,7	13,2	8,9	31,3	19,3	0,349
	-0,05	14,4	9,7	6,2	25,7	14,8	0,333
	-0,4	-8,5	-4,2	-1,4	-13,6	7,3	0,167

Знак «—» в таблиці показує, що для значень непогашеного прискорення –  $0,4 m/c^2$  сила прикладена до внутрішньої рейки.

Приведені в табл. 4.2 дані показують, що при зміні непогашеного прискорення в межах +  $0,7$  до -  $0,4 m/c^2$  (сумарно  $1,1 m/c^2$ ) зміна направляючих сил при дерев'яних шпалах з скріпленням ДО складає  $15,9$  кН в перехідній кривій і  $13,8$  кН для кругової кривої. Для бокових сил ці зміни складають  $38,4$  і  $27,8$  кН відповідно. При залізобетонних шпалах з скріпленням СКД65-Б направляючі і бокові сили збільшуються на 10-33 %.

Оскільки при існуючих параметрах кривих (довжина перехідних кривих, радіуси кругових кривих і величини підвищень зовнішньої рейки) і фактичних швидкостей руху вантажних потягів фактичні значення непогашених прискорень не перевищують  $0,4 m/c^2$ , до подальших розрахунків з урахуванням вищенаведеного прийнято це значення. Такий підхід дав можливість виявляти в подальшому вплив кожного параметра.

### 4.2.3 Вплив змін ширини колії на динамічні процеси взаємодії екіпажа і колії

Дослідження впливу ширини колії на досліджувані параметри приведено для варіантів, при яких радіуси кривих були прийняті рівними 200, 300 і 400 м при різній ширині колії. У всіх випадках криві не мали нерівностей в плані, величина непогашеного прискорення була прийнята рівною  $0,4 \text{ м/с}^2$  при швидкості руху  $17,7 \text{ м/с}$ . Для дотримання цієї умови змінювалася величина підвищення зовнішньої рейки.

Екстремальні максимальні значення направляючих і горизонтальних поперечних сил в круговій кривій приведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Зміни горизонтальних поперечних сил в залежності від ширини колії

Підрейкова основа	Радіус кривої, м	Ширина колії, мм	Направляючі сили, кН	Бокові сили, кН	Сумарний фактор зносу, кНрад
дер. шпали, скріплення ДО	200	1520	14,8	29,3	1,088
		1530	11,1	27,6	0,672
		1540	10,2	26,0	0,613
	300	1520	8,4	18,2	0,362
		1530	7,6	17,6	0,282
		1540	6,9	16,5	0,204
	400	1520	7,0	17,2	0,285
		1530	7,0	17,8	0,267
		1540	6,8	18,5	0,235
з.б, Ш 1-1, КБ, СКД65-Б	200	1520	16,7	33,2	0,675
		1530	13,3	31,4	0,934
		1534	12,8	29,7	0,935
	300	1520	10,2	21,4	0,527
		1530	9,9	19,7	0,327
		1534	8,7	18,7	0,305
	400	1520	9,3	18,6	0,211
		1530	9,9	19,5	0,176
		1534	9,8	20,6	0,116

Дослідження показали, що при радіусі кривої 200 м зменшення ширини колії з 1540 мм (стандартна) до 1520 мм викликає збільшення направляючих сил на 45 %, бокових – на 13 %. При радіусах 300 м такі зміни складають 22 % і 10 % відповідно. При радіусах 400 м спостерігається, навіть, деяке зростання цих сил, проте, слід підкреслити, що йдеться про екстремальні значення. Таке збільшення говорить про зростання ударних сил взаємодії за рахунок збільшення амплітуди виляння колісних пар в колії при збільшенні величини сумарних зазорів.

Слід також відзначити, що використання залізобетонних шпал зі скріпленням КБ (при радіусах кривих 400 м) або СКД-65Б (радіуси 200 і 300 м) викликає збільшення направляючих сил на 1,9-3 кН, бокових на 2,8-4 кН. При цьому потрібно враховувати, що в табл. 4.3 вказані значення екстремальних сил і таке збільшення викликає велика поперечна жорсткість опор при нерівнопружності підрейкової основи, яка викликана дискретністю спирання рейок.

Крім того, при рівні бокових сил більше 30 кН горизонтальне поперечне навантаження на одну опору може досягати 20 кН. При рівні натягу закладних болтів менше 100 Нм (розділ 3) основну частину цієї сили буде прийнято частиною нащпальної прокладки, яка знаходиться у викружці бетону шпали, що приведе до руйнування.

Аналіз впливу ширини колії в кривій радіусом 300 м показав, що зміна ширини колії з 1530 мм на 1540 мм привела до зменшення значень фактору зносу з 0,0252 до 0,205, тобто на 18 %.

### **4.3 Дослідження динамічних сил в кривих з урахуванням локальних стикових і плавних ізольованих нерівностей колії в плані**

В кривих малого радіусу, через недостатню згинальну жорсткість стикових накладок, практично повсюдно наголошуються відступи у вигляді «кутів» в плані. Їх значення знаходяться в межах від  $0,2^\circ$  до  $2^\circ$  залежно від типу стикових накладок (чотирьох або шестидирні) і величини натягу стикових болтів [5].

Для виявлення впливу цих відступів були проведені чисельні дослідження

при русі чотиривісного вантажного вагону по кривій з радіусом 300 м. Величина непогашеного прискорення у всіх випадках була прийнята рівною  $0,4 \text{ м/с}^2$ , швидкості руху –  $17,7 \text{ м/с}$  при величині підвищення зовнішньої рейки 100 мм і  $20,25 \text{ м/с}$  при підвищенні 150 мм. Величина кута в стику приймалася рівною від  $0,25^\circ$  до  $2,0^\circ$ , що дозволило виявити вплив цього параметра на процеси динаміки. Результати приведені в табл. 4.4. Приклад графіка змін горизонтальних поперечних бічних сил першої по ходу руху колісної пари – на рис. 4.5, 4.6.

Таблиця 4.4

Екстремальні значення направляючих і бокових сил при наявності стикових нерівностей

Підрейкова основа	Швидкість руху, м/с	Підвищення зовнішньої рейки, мм	Кут в стику, град.	Значення поперечних сил, кН			Сумарний фактор зносу, кНрад
				Направляючі сили	Зовнішня рейка	Внутрішня рейка	
дер. шпал, скріплення ДО	17,7	100	0,25	15,5	20,1	-8,6	2,340
	17,7	100	0,5	25,5	29,5	-14,6	2,5703
	17,7	100	0,75	50,2	41,3	-16,6	3,4705
	17,7	100	1,5	64,3	65,4	-20,3	4,1704
	17,7	100	1,75	84,6	87,7	-27,3	5,4062
	17,7	100	2,0	106,6	120,2	-39,8	5,4067
	20,25	150	2,0	52,3	61,3	-26,2	4,167
з.б, Ш 1-1, СКД65-Б	17,7	100	0,25	19,6	27,6	-9,2	2,750
	17,7	100	0,5	29,2	38,4	-16,5	2,985
	17,7	100	1,5	79,6	185,4	-24,5	5,112
	17,7	100	2,0	120,5	137,4	-41,5	6,65

Знак «←» в таблиці показує направлення дії сили – всередину кривої.

Дані таблиці показують, що збільшення кутів в стику колії на дерев'яних шпалах при інших рівних умовах викликає зростання поперечних сил і сумарного фактору зносу. При зміні кутів від  $0,25^\circ$  до  $2,0^\circ$  направляючі сили зростають в 6,87 раз, бокові – 5,98 раз, сумарного фактору зносу – в 2,37.

Використання залізобетонних шпал зі скріпленням СКД65-Б викликає зростання горизонтальних поперечних сил до 120 кН для направляючих і до 137 кН



для горизонтальних поперечних сил. Сумарний фактор зносу рейок збільшується на 38 %. Взаємодія гребеня колеса з головкою рейки носить яскраво виражений ударний характер (рис. 4.5).

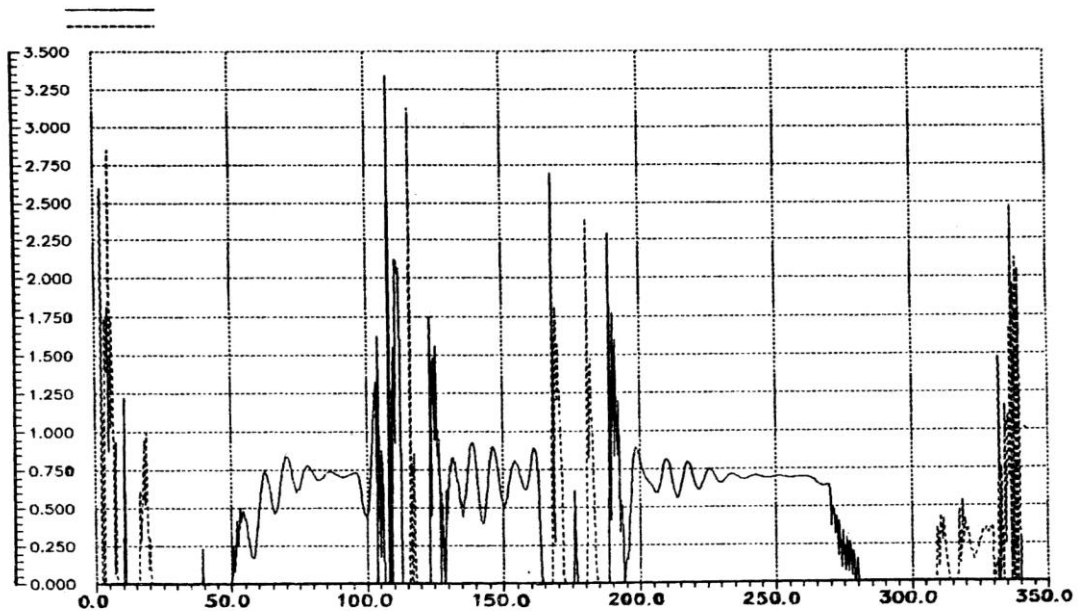


Рис. 4.5. Графік залежностей направляючих сил на першому по ходу руху колесі в зонах стикових нерівностей

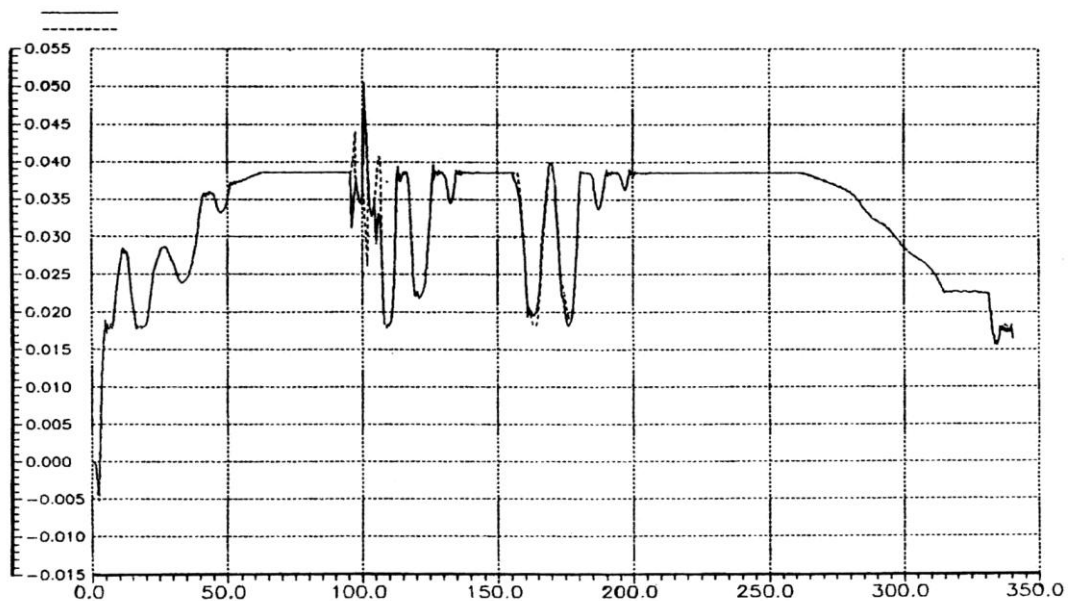


Рис. 4.6. Кути набігання першого по ходу руху колеса в зонах стикових нерівностей

Таким чином, в стиках, навіть при шестидирних накладках і високоміцних

болтах виникають кути  $0,25^\circ$ . В інших умовах значення цих кутів можуть досягати  $2,0^\circ$ . При швидкостях руху 60-70 км/год фактор зносу збільшується майже в 3 рази. Зменшити ці значення можливо, зменшуючи згинальну жорсткість стику. Корисно також зменшення горизонтальної поперечної жорсткості рейкових опор.

Дослідження впливу плавних ізолюючих колій в плані проводилося з використанням моделей нерівностей, які були задані в формі зміщеної косинусоїди виду

$$\eta(x) = \frac{a_{\text{нер}}}{2} \cdot \left( 1 - \cos \frac{2 \cdot \pi \cdot x}{L} \right), \quad (4.5)$$

де  $a_{\text{нер}}$  – амплітуда нерівності, м;

$L$  – загальна довжина нерівності, м;

$x$  – відстань від початку нерівності до ординати  $\eta(x)$ .

Для нерівностей такого виду були проведені чисельні дослідження впливу різних значень амплітуди (від 6 до 24 мм). Довжина нерівностей приймалася постійною – 20 м. Радіус кривої був прийнятий рівним 300 м, величина підвищення зовнішньої рейки – 110 мм, швидкість руху вагона – 20,3 м/с.

Крім того, для зіставлення результатів додатково був виконаний розрахунок для варіанту радіусу кривої 600 м. Швидкість руху в цьому випадку була прийнята рівною 27,7 м/с. Такий варіант був розглянутий тому, що в реальних умовах експлуатації в кривих з радіусами  $R \geq 600$  м боковий знос дуже малий або відсутній. Результати приведені в табл. 4.5.

Дані табл. 4.5 показують, що нерівності колії в плані істотно збільшують кривизну рейок в плані. Це приводить до збільшення фактору зносу в 8,74 рази і появи ударних сил, значення яких може досягати 118-122 кН при дерев'яних шпалах і 123-135 кН при залізобетонних зі скріпленням СКД65-Б.

Таблиця 4.5

## Вплив плавних нерівностей на величину екстремальних сил

Підрейкова основа	Швидкість руху, м/с	Підвищення зовнішньої рейки, мм	Довжина нерівностей, м	Амплітуда нерівності, мм	Екстремальне значення горизонтальних поперечних сил, кН		Сумарний фактор зносу, кНрад
					направляючих	бокових	
дер. шпали, скріплення ДО	20,3	110	20	6,7	26,2	40,9	0,5393
	20,3	110	20	12,0	47,4	60,3	2,1900
	20,3	110	20	16,7	87,5	92,7	3,1385
	20,3	110	20	23,3	117,9	121,4	4,7219
	27,7	110	20	16,7	34,5	39,4	3,945
з.б, Ш 1-1, СКД65-Б	20,3	110	20	6,7	31,7	45,5	0,6475
	20,3	110	20	12,0	56,4	73,2	3,210
	20,3	110	20	16,7	96,3	116,4	4,510
	20,3	110	20	23,3	122,6	135,2	6,457

Окрім досліджень за визначенням допустимих значень параметрів плавних ізольованих нерівностей плану (табл. 4.5) були проведені дослідження для виявлення найсприятливіших режимів руху вагонів по плавних ізольованих нерівностях. Для цього проведені дослідження впливу величини непогашених прискорень на горизонтальні поперечні сили і сумарний фактор зносу при постійних значеннях довжини нерівності, її амплітуди і змінних непогашених прискореннях. Результати приведені в табл. 4.6. Для можливості зіставлення результатів ці розрахунки виконані тільки для дерев'яних шпал.

Таблиця 4.6

Вплив непогашених прискорень на величини горизонтальних поперечних сил і сумарний фактор зносу

Радіус кривої, м	Швидкість руху, м/с	Непогашені прискорення, м/с <sup>2</sup>	Довжина нерівностей, м	Амплітуда нерівності, мм	Екстремальне значення горизонтальних поперечних сил, кН		Сумарний фактор зносу, кНрад
					направляючих	бокових	
300	10,8	-0,25	10	15	24,7	26,3	9,616
300	14,4	0,05	10	15	25,3	29,05	9,381
300	17,5	0,4	10	15	30,7	38,2	2,482
300	20,0	0,7	10	15	73,5	93,5	5,277
300	20,0	0,7	20	23	29,3	30,90	1,8105
300	17,5	0,4	20	23	29,3	30,60	1,7128
300	16,1	0,22	20	23	20,7	24,89	0,3894
300	14,4	0,05	20	23	42,6	55,85	2,711
300	10,8	-0,25	20	23	30,8	62,76	4,078

В табл. 4.7 приведені результати досліджень параметрів при русі розрахункового вагону по коротким (1-2 м) ізольованим нерівностям в кривій радіусом 300 м.

При проведенні цих досліджень радіус кривої був прийнятий рівним 300 м, величина непогашеного прискорення 0,4 м/с<sup>2</sup>, швидкість руху 17,5 м/с.

Таблиця 4.7

Вплив коротких ізольованих нерівностей на екстремальні значення горизонтальних поперечних сил і сумарний фактор зносу

Довжина нерівностей, м	Амплітуда нерівності, мм	Екстремальні значення горизонтальних поперечних сил, кН		Сумарний фактор зносу, кНрад
		направляючі	бічні	
1,0	4	27,3	-9,38	9,616
2,0	4	12,23	-15,15	9,381
2,0	2	31,2	-12,74	2,482

На підставі результатів розрахунків, які приведені в розділі 4.3 можна зробити наступні висновки. Фактор, який в основному визначає динамічні процеси руху екіпажа в кривих малих радіусів, які мають нерівності колії в плані, є радіус сумарної кривої

$$R_c = \frac{R_{кр} \cdot R_{нер}}{R_{кр} + R_{нер}}, \quad (4.6)$$

де  $R_{кр}$  – радіус кривої, м;

$R_{нер}$  – радіус нерівності, м;

Величину  $R_{нер}$ , якщо прийняти нерівність в плані, яка описується рівнянням (4.5) можна визначити як

$$R_{нер} = \frac{L^2}{2 \cdot a_{нер} \pi^2}.$$

Тут позначення колишні.

Так наприклад, при загальній довжині нерівності 20 м з амплітудою 23,3 мм (нерівність 4 ступеня) її мінімальний радіус буде дорівнювати 217 м, а радіус сумарної кривої, якщо ці нерівності знаходяться в круговій кривій 300 м, складе 126 м. При русі вантажного вагону типу 18-1000 зі швидкістю 70 км/год сумарне значення фактору бокового зносу зростає від значення 0,252 кН/рад (колії безнерівностей, табл. 4.1) до значень 17,219 кНрад (табл. 4.5) тобто в 68,3 рази, при цьому в момент удару гребеня колеса в рейку значення направляючих сил будуть перевищувати 380 кН при дерев'яних і 425 кН при залізобетонних шпалах. При цьому для таких нерівностей обмеження швидкостей не встановлені [152]. Дані табл. 4.6 показують, що динамічні впливи на колію з нерівностями плану залежать не тільки і не стільки від величини непогашеного прискорення, скільки від сили удару і кута набігання гребеню колеса на рейку.

#### **4.4 Вплив гальмівних процесів в поїзді на динаміку взаємодії колії і розрахункового вагону в кругових кривих**

На підставі аналізу, який виконаний в розділі 1, був зроблений висновок про те, що значна частка кривих малих радіусів залізниць України знаходиться в межах Львівської залізниці, яка, в гірських умовах, характеризується наявністю важких підйомів і спусків. При русі потягу на підйом в режимі тяги результуюча поперечна сила поздовжніх сил в складі направлена всередину кривої і дещо зменшує горизонтальні поперечні сили, діючі на колію.

При русі на спуск, для підтримки постійної швидкості руху може застосовуватися службове гальмування, при якому гальмівні сили розподіляються практично рівномірно по всіх осях складу, або рекуперативне гальмування, яке виконується тяговими електродвигунами локомотива. В цьому випадку в складі виникатимуть поздовжні стискаючі сили, результуюча поперечна складова яких буде направлена назовні кривою.

Для оцінки впливу гальмівних процесів на динаміку взаємодії вантажного вагону типу 18-1000 на колію були виконані розрахунки, результати яких приведені в табл. 4.6.

Розглянуті варіанти руху складу масою 4000 т по круговим кривим з радіусами 300, 400 і 650 м без нерівностей в плані на ухилі 20 ‰ в режимі вибігу (без гальмування), при службовому гальмуванні з гальмівним зусиллям 1,5 кНм/вісь і при рекуперативному гальмуванні. У варіантах з використанням гальмування швидкість поїзду 17,7 м/с. Як підрейкова основа прийняті дерев'яні шпали з скріпленням ДО і залізобетонні з скріпленням КБ або СКД65-Б.

Розрахунки показали, що режим ведення поїзду істотно впливає на динаміку взаємодії колії і рухомого складу та сумарний фактор зносу. Так, застосування службового гальмування викликає зростання направляючих і бокових сил в кривих малих радіусів в 2,2-2,6 рази при дерев'яних і в 2,4-2,8 рази при залізобетонних шпалах. Сумарний фактор зносу зростає в 5,1-6,2 рази.

Особливо несприятливе рекуперативне гальмування, яке викликає зростання

сил взаємодії в 3,35-3,8 рази і збільшення сумарного фактору зносу в 8,3-9 разів у порівнянні із сталим рухом. Абсолютні значення бокових сил при цьому можуть перевищувати 65 кН при дерев'яних і 72 кН при залізобетонних шпалах. Слід підкреслити, що результати розрахунків в табл. 4.8 одержані для кривих, які не мають нерівностей в плані.

Таблиця 4.8

Вплив режиму гальмування на екстремальні значення горизонтальних поперечних сил і сумарний фактор зносу

Підрейкова основа	Радіус кривої, м	Режим ведення складу	Екстремальні значення сил в круговій кивій, кН		Сумарний фактор зносу, кНрад
			Направляючі	Бокові	
дер. шпали, скріплення ДО	300	вибіг	7,6	17,6	0,252
		сл. гальмув.	16,8	41,5	1,301
		рекупертативн.	25,5	66,0	2,093
	400	вибіг	7,0	17,8	0,128
		сл. гальмув.	11,9	38,7	0,996
		рекупертативн.	17,4	54,6	1,603
	650	вибіг	3,53	8,14	0,084
		сл. гальмув.	7,56	19,23	0,433
		рекупертативн.	11,49	30,58	0,697
з.б, Ш1-1, СКД65-Б	300	вибіг	9,9	19,7	0,416
		сл. гальмув.	22,3	45,36	1,688
		рекупертативн.	33,85	72,63	2,717
з.б, Ш1-1, КБ	400	вибіг	7,42	14,33	0,211
		сл. гальмув.	15,94	33,89	1,089
		рекупертативн.	24,36	53,95	1,764
	650	вибіг	4,57	8,82	0,117
		сл. гальмув.	9,87	20,85	0,604
		рекупертативн.	14,67	33,05	0,985

За наявності стикових або ізолюваних нерівностей бокові сили можуть перевищувати 150 кН при дерев'яних шпалах і 180 кН при залізобетонних.

В цьому випадку горизонтальне поперечне навантаження на рейкову опору

досягатиме значень 100 кН для дерев'яних з скріпленням ДО і 125 кН для залізобетонних шпал з скріпленням СКД65-Б. Скріплення СКД65-Б можуть сприймати такі значення навантаження тільки при рівні натягнення клемних болтів – не менше 150 Нм і закладних не менше 120 Нм.

#### **4.5 Вплив конструкції підрейкової основи на динамічні процеси взаємодії колії і розрахункового вагону в кругових кривих**

Для визначення впливу конструкції підрейкової основи на динаміку взаємодії колії і розрахункового вантажного вагону серії 18-1000 були виконані багатоваріантні розрахунки. Як підрейкова основа розглянуті рейкові опори, що складаються з дерев'яних шпал з скріпленням типів ДО, Д-2, Д-4 і СКД65-Б і залізобетонні шпали з скріпленням типів СКД65-Б, КПП-5 і КПП-5-К. Формування просторових жорсткостей таких рейкових опор і їх числові значення приведені в розділі 3.

В якості розрахункової ділянки колії було прийнято кругові криві з радіусами 300 і 400 м. Ширина колії в цих кривих прийнята рівною 1530 і 1520 мм відповідно. Підвищення зовнішньої рейки прийнято однаковим – 110 мм, величина непогашеного прискорення для розрахункових кривих –  $0,4 \text{ м/с}^2$ . Для дотримання цієї умови швидкості руху розрахункового екіпажа прийняті рівними 18 м/с для кривої радіусом 300 м і 20,7 м/с для кривої з радіусом 400 м.

Розрахунки були виконані для кривих, які не мають нерівностей плану (табл. 4.9) і для кривих з плавними ізольованими нерівностями завдовжки 10 м і амплітудою 15 мм (табл. 4.10).



Таблиця 4.9

Вплив конструкцій підрейкової основи на величини екстремальних сил і сумарний фактор зносу в кривих без нерівностей

Радіус кривої, м	Шпали	Тип скріплення	Екстремальні значення сил в круговій кривій,кН		Сумарний фактор зносу, кНрад
			направляючих	бокових	
300	дер.	ДО	7,6	17,6	0,252
		Д-2	6,9	16,3	0,236
		Д-4	6,5	15,3	0,219
		СКД65-Д	8,4	19,5	0,279
	з.б.	СКД65-Б	9,9	19,7	0,327
		КПП-5-К	9,6	19,0	0,295
400	дер.	ДО	7,0	17,83	0,128
		Д-2	6,3	14,7	0,106
		Д-4	5,7	13,2	0,095
		СКД65-Д	7,8	18,3	0,132
	з.б.	КБ	9,3	18,6	0,211
		КПП-5	9,1	18,3	0,198

Розрахунки показали, що в порівнянні з варіантом з скріпленням ДО, при використанні скріплення Д-2 направляючі сили в кривих, які не мають нерівностей знижуються на 9-10 %, бокові на 7-17 %, сумарний фактор зносу на 6-14 %. За наявності нерівностей такі зниження складають 7-13 %, 7-17 % і 7-14 % відповідно. Такі зниження динамічних характеристик викликані конструктивними відмінностями роздільного скріплення Д-2, які включають наявність пружної підрейкової прокладки і пружинних шайб, що знижує просторові жорсткості цього скріплення у порівнянні з скріпленням ДО.

Наявність в скріпленні Д-4 пружних пластинчастих клем приводить до додаткового зниження просторових жорсткостей рейкових опор з такими скріпленнями і зменшення направляючих сил на 15-18 %, бокових на 13-26 % і сумарного фактору зносу на 13-23 % у порівнянні з скріпленням ДО.

Таблиця 4.10

Вплив конструкцій підрейкової основи на величини екстремальних сил і сумарний фактор зносу в кривих з плавною ізольованою нерівністю

Радіус кривої, м	Шпали	Тип скріплення	Екстремальні значення сил в круговій кривій, кН		Сумарний фактор зносу, кНрад
			направляючих	бокових	
300	дер.	ДО	30,7	38,2	2,482
		Д-2	26,8	35,4	2,300
		Д-4	26,0	33,2	2,157
		СКД65-Д	34,3	42,3	2,748
	з.б.	СКД65-Б	40,0	42,8	2,781
		КПП-5-К	38,7	41,3	2,683
400	дер.	ДО	28,3	35,2	2,287
		Д-2	26,1	29,1	1,891
		Д-4	25,7	26,1	1,696
		СКД65-Д	31,1	36,2	2,352
	з.б.	КБ	37,6	36,8	2,391
		КПП-5	36,9	36,2	2,364

Скріплення СКД65-Б, на відміну від скріплень Д-2 і Д-4 має підкладку великої площі, яка прикріплюється до шпали шістьма шурупами. Такі конструктивні відмінності збільшують просторові жорсткості скріплень (розділ 3) і це призводить до зростання направляючих сил на 10-12 %, бокових на 6-11 % і сумарного фактору зносу на 7-11 %.

Укладання в кривих малих радіусів залізобетонних шпал з скріпленням КБ і СКД65-Б викликає збільшення направляючих сил на 30-33 %, бічних на 12-17 %, сумарного фактору зносу на 12-71 %. Проте слід зазначити, що можливість використання безстикової колії в кривих з радіусами 350 м і більш припускає відсутність в таких кривих рейкових стиків і зменшення, таким чином, динамічних показників дії на колію.

Застосування проміжних скріплень типа КПП-5 або КПП-5-К, які мають пружинні клеми і поліуретанові прокладки знижує динамічні сили на 2-4 %, сума-

рний фактор зносу на 4-6 % в порівнянні з скріпленням КБ або СКД65-Б.

Розрахунки, результати яких приведені в табл. 4.1-4.10 виконані для нових конструкцій підрейкової основи. Зміна просторових жорсткостей рейкових опор в процесі експлуатації (розділ 3) збільшує значення направляючих сил на 16-37 %, бокових на 18-42 %, сумарного фактору зносу до 65 % (табл. 4.11). Розрахунки виконані для кривої радіусом 300 м при русі розрахункового вагону із швидкістю 18 м/с, підвищення зовнішньої рейки 110 мм, непогашені прискорення  $0,4 \text{ м/с}^2$ . Вантажонапруженість ділянки була прийнята рівною 15 млн. ткм бруто/км за рік.

Для можливості зіставлення результатів була прийнята кругова крива, що не має нерівностей. Потрібно підкреслити, що в процесі експлуатації також погіршується стан колії, у тому числі стан колії в стиках і положення рейкошпальної решітки в плані. Отже, реальне збільшення динамічних показників дії на колію буде набагато більше значень, приведених в табл. 4.11.

#### **4.6 Експериментальна перевірка адекватності розроблених моделей і методів розрахунків**

Для підтвердження адекватності моделей і методів розрахунків, які були використані для розрахунків динамічних параметрів дії рухомого складу на колію в кривих малих радіусів були використані результати експериментальних робіт, які були проведені кафедрою колії і колійного господарства УкрДУЗТ в 2010–2012 роках.

Таблиця 4.11

Зміна горизонтальних динамічних сил і сумарного фактору зносу в процесі експлуатації

Шпали	Тип скріплення	Нова конструкція			Термін експлуатації – 10 років		
		Направляючі сили, кН	Бокові сили, кН	Сумарний чинник зносу, кНрад	Направляючі сили, кН	Бокові сили, кН	Сумарний чинник зносу, кНрад
дерев'яні	ДО	7,6	17,6	0,252	8,8	20,8	0,325
	Д-2	6,9	16,3	0,236	8,2	19,9	0,307
	Д-4	6,5	15,3	0,219	7,8	18,6	0,291
	СКБ65-Д	8,4	19,5	0,279	10,5	25,9	0,405
залізобетонні	СКБ65-Б	9,9	19,7	0,327	13,6	27,9	0,539
	КПП-5-К	9,6	19,0	0,295	12,7	26,6	0,442

При проведенні експериментальних робіт було використано наступне обладнання і прилади.

Напруження в рейках визначалися електротензометричним методом. Для визначення напружень в рейках використовувалися тензорезистори типу VE 120-20 AA (11) з базою 20 мм і опором  $120,1 \pm 0,1$  Ом. Виробник – Zhonghang Electronic Measuring Instruments Co. Ltd.

Для вимірювання параметрів сигналів використовувався комплект приладів, що складається з попереднього підсилювача, вимірювального модуля і ноутбука. Попередній підсилювач типу TDA призначався для живлення тензорезисторів через гальванічно розв'язане джерело IT (рис. 4.7) і попереднього посилення входних сигналів. Вхідний сигнал від тензорезисторів (вхід  $U_{in+}$  і  $U_{in-}$ ) передавався на диференціальний підсилювач з коефіцієнтом посилення ( $K_U = 1, 10, 100, 1000$ ) з виходу підсилювача, що перемикається, вихідний сигнал поступав на вхід вимірювального модуля.

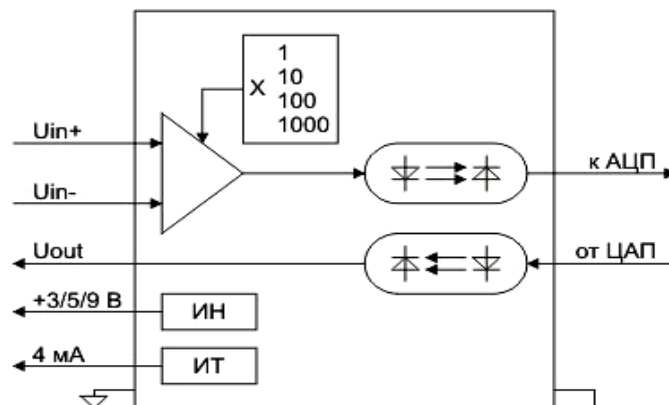


Рис. 4.7. Структурна схема вхідного каналу підсилювача TDA

Живлення підсилювача здійснювалося від інтерфейсу вимірювального модуля або від зовнішнього джерела напругою 5 В. Основні технічні характеристики підсилювача проведено в табл. 4.12.

Вимірювальний модуль типу Sigma USB вимірював параметри сигналів, що поступають від попереднього підсилювача, оцифровував дані з використанням аналого – цифрового перетворювача (АЦП) і безперервно вводив цифрові сигнали в пам'ять персонального комп'ютера. Основні характеристики модуля Sigma USB приведені в табл. 4.13.

Таблиця 4.12

## Основні технічні характеристики підсилювача TDA

Вхід / живлення датчиків	
Кількість вхідних каналів	6 диференційних
Частотний діапазон при КУ = 1, 10, 100	до 100 кГц
Частотний діапазон при КУ = 1000	до 20 кГц
Максимальна швидкість зростання вихідного сигналу	1,2 В/мкс
Максимальне вхідне напруження	$\pm 7$ В
Вхідний опір	$> 100$ МОм
Вхідний струм	3 нА
Вхідна ємність	10 пФ
Спектральна щільність шумів	10 нВ/Гц <sup>1/2</sup>
Міжканальні проникнення	- 78 дБ
Коефіцієнт зусилля	1, 10, 100, 1000
Гальванічне розв'язання вхідних каналів	
Вихід	
Кількість вихідних каналів	2
Вихідні напруження	$\pm 7$ В
Вихідний струм	до 15 мА
Датчики, що підключаються	мостові, напівмостові і чвертьмостові тензодатчики, термоопори, термопари, пьезорезистивні датчики, потенціометричні датчики, активні датчики на інтегральних мікросхемах
Струм живлення пасивних (резистивних) датчиків	4 мА (12 В)
Власна споживна міцність	$< 0,5$ Вт

Продовження табл. 4.12

Живлення	+ 5 В від інтерфейсу USB 1.1, HighSpeed USB 2.0 або від зовнішнього джерела живлення
Габаритні розміри	90 x 110 x 35 мм
Вага	0,2 кг
Тип роз'ємна входу/виходу (відповідальні частини які входять в комплект)	DB15M (вхід) / DB9M (вихід)

Таблиця 4.13

## Основні характеристики вимірювального модуля Sigma USB

Аналоговий вхід (АЦП)		
Кількість входів	16 синфазних/ 8 диференційних	
Сумарна частота перетворення по всім включеним каналам	до 500 кГц	
Кількість розрядів разрядів АЦП	16	
Максимальна входна напруга/струм	$\pm 7$ В	4-20 мА
Вхідний опір	2 кОм	100 Ом
Динамічний діапазон	84 дБ	
Максимальна нерівномірність АЧХ в часному діапазоні 10 Гц...200 кГц	1 дБ	
Захист входів при включеному живленні	$\pm 30$ В	
Захист входів при виключеному живленні	$\pm 30$ В	
Між каналне проникнення	- 72 дБ	
Вхідна ємність	20 пФ	
Аналоговий вихід (ЦАП)		
Кількість виходів	2 синфазних/1 диференційний	

Продовження табл. 4.13

Сумарна частота перетворення по усім включеним каналам	до 500 кГц
Максимальне вихідне напруження	$\pm 2,5$ В
Кількість розрядів ЦАП	16
Цифровий вхід/вихід	
Кількість бит на вхід/вихід	14 бит
FIFO-буфер	16 кслов
Рівні цифрового входу	
Логічний «0»	от 0 до 0,8 В ( $I_{\text{вх}} = 400$ мкА)
Логічний «1»	от 2,4 до 5 В ( $I_{\text{вх}} = 20$ мкА)
Рівні цифрового виходу	
Логічний «0»	от 0 до 0,4 В ( $I_{\text{вих}} = 25$ мА)
Логічний «1»	от 2,4 до 3,3 В ( $I_{\text{вих}} = 25$ мА)
Додаткові характеристики	
Габаритні розміри	90 x 110 x 35 мм
Вага	0,2 кг
Тип розйому аналогового входу/виходу	DSUB DB-25
Тип розйому цифрового входу/виходу	DSUB DB-15

Базове програмне забезпечення ZETLab модуля Sigma USB дозволяло виконувати вимірювання відразу після підключення до персонального комп'ютера.

При проведенні експериментальних робіт використовувався ноутбук виробництва Fujitsu Siemens Computers GmbH модель Esprimo Mobile V 5535 з процесором Intel P Pentium (R) і оперативною пам'яттю 896 Mb. На комп'ютері встановлена операційна система Windows XP Professional.

Горизонтальні поперечні сили, передані від коліс рухомого складу на рейки, визначалися методом Шлупфа, що був удосконалений проф. Е.І. Даніленко [1]. Для цього 8 тензодатчиків з базою 20 мм наклеювалися на шийку рейки із зовнішньої і внутрішньої сторін колії в одному перерізі рейки (рис. 4.8, а) і



з'єднувались за схемою подвійного мосту (рис. 4.8, б). Горизонтальні поперечні сили, що діють на рейку розраховувалися комп'ютером в автоматичному режимі за формулою

$$P_u = \frac{cg}{2E} \left( \frac{M_Q}{W_Q} - \frac{M_P}{W_P} \right), \quad (4.7)$$

де  $c$  – коефіцієнт пропорційності;

$g$  – коефіцієнт тензочутливості;

$E$  – модуль пружності;

$M_Q, M_P$  – згинальні моменти відповідно в перетинах Q і P;

$W_Q, W_P$  – моменти опору тих же перетинів.

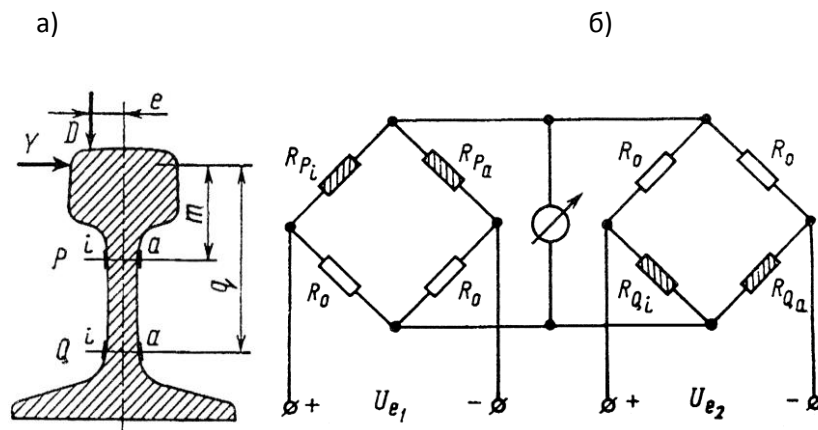


Рис. 4.8. Визначення горизонтальних поперечних сил: а) наклеювання тензодатчиків на шийку рейці; б) схема з'єднання тензодатчиків

Тарировка тензодатчиків виконувалася за допомогою балки рівних опорів безпосередньо перед початком вимірювань.

Експериментальні роботи були проведені на діючих коліях Харківського філіалу, «Прат Київ-Дніпровське НППЗТ».

Експериментальна ділянка була вибрана в круговій кривій радіусом 420 м і підвищенням зовнішньої рейки 40 мм. Встановлені швидкості руху – до 60 км/год. На ділянці була укладена ланкова колія з рейками Р65, знос до 9 мм на залізобетонних шпалах Ш1-1 з скріпленням КБ-65. Підрейкові прокладки типу ЦП-143, нашпальні ЦП-5 товщиною 7 мм. Для усунення кількості впливаючих чинників вертикальні і горизонтальні нерівності колії були ліквідовані.

Експериментальні роботи проводилися при русі спеціального складу, який складався з локомотива ТГМ-4 з паспортним осьовим навантаженням 200 кН і двох платформ моделі 13-401 на візках ЦНІ Х-3. Платформи були завантажені щебенем до вагової норми. Осьове навантаження платформ було перевірено на вагонних вагах підприємства. При проведенні експериментальних робіт швидкості руху поступово збільшувалися від 20 до 50 км/год. кратно 5 км/год.

Крім того, для таких умов експлуатації були виконані розрахунки горизонтальних поперечних сил, діючих на колію від чотиривісної платформи моделі 13-401. Результати розрахунків і отримані значення сил при проведенні експериментальних робіт приведені на рис. 4.9.

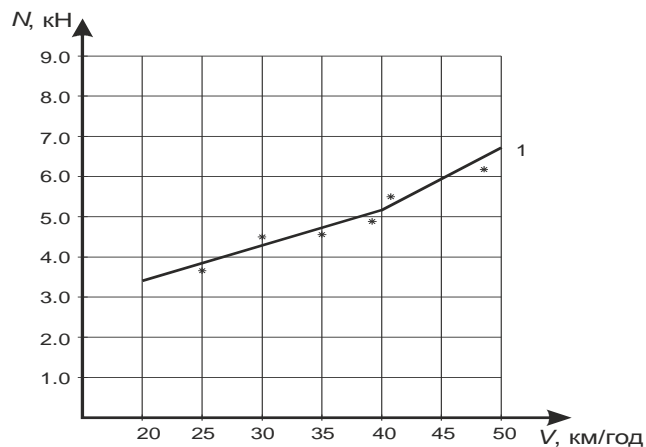


Рис. 4.9. Графіки залежностей зміни горизонтальних поперечних сил дії вагонів на колію: 1 – платформа 13-401; \*- експериментальні значення

На рис. 4.9 наведені розрахункові значення горизонтальних поперечних сил.

Розрахункові значення горизонтальних поперечних сил склали від 3,7 кН до 6,82 кН залежно від швидкості руху. Розбіжності між розрахунковими і експериментальними значеннями знаходяться в межах 8,5 %.

#### **4.7 Рекомендації по використанню результатів досліджень динамічних процесів взаємодії рухомого складу і колії в кривих малих радіусів**

1. Основною причиною інтенсивного бокового зносу рейок і інших дефектів контактно – втомного походження в кривих малих радіусів є великі значення го-

ризонтальних поперечних сил, яких виникають при русі рухомого складу, особливо за наявності нерівностей колії в плані.

2. Слід звернути увагу на той факт, що інтенсивний боковий знос рейок почався через 3-4 роки після введення в дію в 1982 році Технічних вказівок по розшифровці записів колієвимірювальних вагонів [153] і відміна положень діючих до 1982 року часу нормативного документа [154]. Положення, прийняті в [153] повністю збережені і в сучасних Технічних вказівках [152], які дозволяють тривалий час експлуатувати колію з різницями стріл вигину в суміжних точках через 10 м до 35 мм включно зі швидкостями до 140 км/год для пасажирських і до 90 км/год для вантажних поїздів.

3. Головними напрямками робіт по подальшому вдосконаленню системи оцінки стану колії повинні бути методи оцінки сил інерції, в першу чергу інерції необресорених мас. Тільки такі методи дозволять остаточно вирішити задачі по визначенню норм і допусків по утриманню колії в плані в різних умовах експлуатації. Використання в даний час способів досліджень, які спираються на значення квазістатичних непогашених прискорень не дають повної картини процесів, які відбуваються в кривих.

4. В кривих з радіусами 450 м і менш необхідно встановити максимально допустиму різницю стріл вигину на хорді 20 м не більше 18 мм включно. Таке обмеження дозволить зменшити факторубокового зносу до величини, існуючих в кривих з радіусом 650 м.

5. Для зниження інтенсивності бокового зносу рейок необхідно величину підвищення зовнішньої рейки визначати з умови неперевищення величини непогашеного прискорення  $0,2-0,4 \text{ м/с}^2$ .

6. На інтенсивність бокового зносу і пошкоджуваність рейок іншими дефектами мають великий вплив «кути» в стиках. Радикальним способом ліквідації цього явища є заміна ланкової колії безстиковою, укладання якої в даний час можливе в кривих з радіусами 350 м і більш.

Якщо укладання безстикової колії не можливе, в стиках повинні застосовуватися тільки накладки з шістьма болтовими отворами, високоміцні болти, затягнуті

з величиною крутногомоменту не менше 600 Нм.

7. Розрахунки динаміки взаємодії колії і рухомого складу при різних конструкціях підрейкової основи дозволили зробити наступні висновки:

– скріплення типу ДО є наймасовішим, простим і дешевим типом проміжних скріплень для дерев'яних шпал. При такому скріпленні динамічні горизонтальні поперечні сили дії рухомого складу на колію складають до 18 кН на початку експлуатації колії за сприятливих умов, збільшуючись в процесі експлуатації до 22 кН, а за несприятливих умов до 120 кН. Враховуючи головний недолік цього скріплення – відсутність опору горизонтальним поперечним силам, а також інтенсивний знос костильних отворів такий тип скріплення не можна вважати раціональним для кривих з радіусами 450 м і менше;

– скріплення типа Д-2 і Д-4, у порівнянні з скріпленням ДО є більш дорогими і матеріаломісткими, проте знижують рівень горизонтальних поперечних динамічних сил до 17 % і сумарний фактор зносу до 23 % у порівнянні з скріпленням ДО. При цьому потрібно відзначити, що працездатність і недостатня робота пластинчастих клем скріплення Д-4 повинна бути перевірена, хоча і сприятливо впливає на динамічну взаємодію колії і рухомого складу;

– скріплення СКД65-Д є більш матеріаломістким і більш дорогим, у порівнянні з скріпленням Д-2 і Д-4. Крім того, через конструктивні особливості має більш високу горизонтальну поперечну жорсткість і жорсткість при крученні. Це приводить до зростання горизонтальних сил взаємодії до 12 % і сумарного фактору зносу до 11 % в порівнянні з скріпленням ДО;

– скріплення КБ і СКД65-Б для залізобетонних шпал викликають зростання сил взаємодії до рівня 36 кН в сприятливих умовах. За наявності нерівностей колії і гальмівних процесів рівень горизонтальних поперечних сил може досягати 180 кН. При цьому горизонтальна поперечна сила, діюча на вузол скріплення, може перевищити 120 кН. При таких значеннях сил, опорозакладних болтів поперечним переміщенням буде недостатньо, що приведе до зрізу частини нашпальної прокладки у викружці бетону шпали і, практично, порушенню нормальної роботи вузла скріплення;

– скріплення КПП-5 і КПП-5К, за рахунок використання пружних клем знижують рівень горизонтальних поперечних сил на 2-4 %, сумарний фактор зносу на 4-6 %. Конструкція таких скріплень не має недоліків скріплень КБ і СКД65-Б і може сприймати значно більші значення горизонтальних поперечних сил. Проте рівень горизонтальної поперечної жорсткості такого скріплення вимагає зниження на 30-50 %.

8. В кривих радіусом 450 м і менш слід уникати використання рекуперативного гальмування.

#### **4.8 Висновки за розділом 4**

1. Із застосуванням комп'ютерної реалізації моделі динамічної системи «екіпаж–колія», виконані розрахунки, які дозволяють оцінити динамічні параметри, що визначають боковий знос рейок і їх ураженість дефектами контактної-втомного походження в кривих малих радіусів. В якості таких динамічних параметрів прийняті величини горизонтальних поперечних сил – направляючих і бокових, а також сумарний фактор зносу рейок в кривих, як величина узагальнююча навантаження на рейки, тертя ковзання і відносного ковзання гребеня колеса по рейці.

2. Встановлено, що в кривих ідеального контуру значення направляючих сил можуть перевищувати 18 кН, боковий – 34 кН при дерев'яних шпалах. Встановлений тісний зв'язок фактору зносу з кривизною рейок в колії. Зміна радіусів кривих від 400 м до 200 м приводить до збільшення сумарного фактору зносу в 4,86 рази. Використання залізобетонних шпал з скріпленням СКД65-Б викликає зростання направляючих сил на 18-23 %, боковий – на 10-30 %, сумарний фактор зносу – на 25-39 %.

3. Аналіз впливу ширини колії на динамічні процеси взаємодії колії і рухомого складу в кривих показав, що в кривих з радіусом 300 м зміна ширини колії з 1540 до 1520 мм викликає збільшення направляючих сил на 22 % і боковий на 10 %. Зміна ширини колії 1530 до 1520 мм в такій кривій збільшує фактор зносу на 18 %.

4. Нерівності в плані істотно збільшують кривизну рейок в кривих, що може приводити до появи ударних сил, величина яких може перевищувати 120 кН при

дерев'яних і 135 кН при залізобетонних шпалах. При цьому сумарний фактор зносу зростає в 8-10 разів.

5. В кривих малих радіусів, де частіше застосовується ланкова колія в стиках виникають горизонтальні нерівності рейкової колії («кути в стиках»). Такі нерівності можуть викликати збільшення ударних динамічних сил до значення 120-140 кН при збільшенні сумарного фактору зносу більш ніж 2,3 рази.

6. Розрахунки динамічних дій рухомого складу в зонах стикових нерівностей показали перевагу укладання безстикової колії на залізобетонних шпалах в криві з радіусами 350 м і більш. Проте проміжні скріплення для залізобетонних шпал, вимагають конструктивних рішень, що дозволяють понизити їх горизонтальну поперечну жорсткість в 1,6-2,3 рази, жорсткість при крученні 1,2-1,7 рази.

7. Розрахунки впливу рекуперативного гальмування (для підтримки постійної швидкості) показали, що вживання службового гальмування в кривих з радіусами 650 м і менше збільшує сумарний фактор зносу в 5,1-6,2 рази, рекуперативне гальмування – 8,3-9 разів.

8. При поєднанні несприятливих факторів (нерівностей плану, нерівностей в стиках, режими гальмування), рівень горизонтальних поперечних сил, діючих на колію може перевищувати 150 кН при дерев'яних і 180 кН при залізобетонних шпалах.

9. Виконана оцінка впливу конструкцій підрейкової основи на динаміку взаємодії колії і рухомого складу, фактор зносу рейок. Визначені оптимальні конструкції проміжних скріплень і вимоги до їх вдосконалення.

10. Виконана перевірка адекватності запропонованих моделей і методів розрахунків взаємодії колії і рухомого складу реальним процесам. Зіставлення розрахункових результатів з експериментальними показало їх задовільну збіжність.

11. На підставі виконаних досліджень розроблені практичні рекомендації по устроюта особливостям експлуатації колії в кривих малих радіусів, які дозволять знизити боковий знос рейок і їх ушкодження іншими видами дефектів.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В дисертації сформульована і вирішена важлива науково-технічна проблема підвищення ресурсів роботи рейок в особливих умовах експлуатації залізничних колій в кривих з радіусами 450 м і менше за рахунок встановлення обґрунтованих норм устрою і експлуатації колії. На підставі проведених досліджень зроблені наступні висновки:

1. Виконаний аналіз фактичних умов експлуатації в кривих малих радіусів на залізницях України, встановлено, що більшість таких кривих знаходяться на ділянках з вантажонапруженістю до 15 млн. ткм брутто/км за рік при реалізуємих швидкостях руху до 60 км/год для пасажирських і 40 км/год вантажних поїздів. Основною конструкцією являється ланкова колія на дерев'яних шпалах або на залізобетонних шпалах. Зроблено припущення про те, що причиною різкого зростання інтенсивності технічних відмов колії в таких кривих, стало зростання горизонтальних динамічних поперечних сил, яке було викликане зниженням вимог до утримання колії в кривих в плані.

2. На підставі аналізу розвитку теорії розрахунків взаємодії колії і рухомого складу, зроблені висновки, про те що, для умов кривих малих радіусів існуючі практичні методи розрахунків колії не дозволяють визначити реальні значення горизонтальних поперечних сил впливу рухомого складу на колію.

3. Розроблені наукові підходи для вирішення проблеми підвищення ресурсів роботи рейок в особливих умовах експлуатації в кривих малих радіусів за рахунок визначення норм утримання колії в кривих малих радіусів на підставі досліджень горизонтальних поперечних сил з використанням математичної моделі просторової динамічної системи «екіпаж–колія».

4. Розроблену раніше математичну модель просторової динамічної системи «екіпаж–колія» було адаптовано для умов магістральних доріг, за рахунок використання математичної моделі коливань колії як балки на багатьох опорах з пружно-дисипативними характеристиками.

5. Отримала подальший розвиток концепція багатошарової підрейкової осно-

ви для визначення просторових жорсткостей рейкових опор на дерев'яних і залізобетонних шпалах для різних типів проміжних скріплень. На відміну від проведених раніше досліджень, встановлено вплив вертикальних навантажень на горизонтальні поперечні жорсткості і жорсткості при крученні рейкових опор. При збільшенні осьових навантажень від 170 до 210 кН на вісь ці жорсткості зростають до 24 % додатково. В процесі експлуатації відбувається збільшення цих параметрів до 35 %.

6. Для умов експлуатації в кривих малих радіусів виконано чисельними методами дослідження впливу на колію чотиривісних вантажних вагонів. Використання просторової розрахункової схеми динамічної системи «екіпаж–колія» дозволило враховувати додаткові динамічні сили, які викликані дискретністю підрейкової основи і нелінійністю характеристик рейкових опор. Встановлено, що вплив цих факторів складає 13-19 % від рівня динамічних сил; величина ударних горизонтальних сил може перевищувати 150-180 кН; вплив на рівень горизонтальних поперечних сил і на сумарний фактор зносу рейок конструкції підрейкової основи, радіусів кривих, ширини колії, нерівностей колії в плані, режимів руху поїздів.

7. Експериментальні роботи, які були проведені в польових умовах в кривій радіусом 420 м при русі досліджуємого рухомого складу, який мав точно визначені характеристики (осьові навантаження і швидкості руху), показали добру збіжність даних теоретичних розрахунків і експериментів, розбіжність знаходиться в межах 8,5 %.

8. На підставі проведених досліджень розроблені практичні рекомендації про улаштування і особливості експлуатації колії в кривих малих радіусів, які дозволять зменшити інтенсивність бокового зносу рейок до 40 % і зменшити їх пошкоджуваність іншими видами дефектів.



**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Даніленко Е.І. Дослідження проміжних рейкових скріплень для залізобетонних шпал на витривалість при впливі циклічного навантаження [Текст] / Е.І. Даніленко // Збірник наукових праць КУЕТТ, серія “Транспортні системи і технології”. – К.: КУЕТТ: – 2005. – С. 26-38.
2. Технічні вказівки щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірвальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії [Текст]. – К.: (ЦП-0267), 2012. – 46 с.
3. Тимошенко С.П. К вопросу о прочности рельсов // В кн. Прочность и колебания элементов конструкций. – М.: изд. “Наука”, 1975. – С. 322–358.
4. Годыцкий-Цвирко А.М. Взаимодействие пути и подвижного состава // Монография. – М.: Гострансиздат, 1931. – 215 с.
5. Ершков О.П. Динамическая оценка отступлений в содержании железнодорожного пути и дальнейшее ее совершенствование [Текст] / О.П. Ершков // Труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1989. – С. 46.
6. Ершков О.П. Построение графиков удельных характеристик и графиков паспортов вписывания железнодорожных экипажей (теоретическая часть) [Текст] / О.П. Ершков // Труды ЦНИИ. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – № 268. – 215 с.
7. Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, В.Н. Данилов, Е.М. Бромберг, М.А. Фришман. – М.: Трансжелдориздат, 1956. – С. 280.
8. Холодецкий А.А. Исследование влияния внешних сил на верхнее строение железнодорожного пути [Текст] / А.А. Холодецкий // Инженер, 1896.– № 12. – С. 507–517, 1897. – № 1. –С. 8–22, № 2. – С. 66–76, № 3. – С. 124–131, № 4. – С. 183–193.
9. Холодецкий А.А. Об износе железнодорожных рельсов в зависимости от напряжений, появляющихся в них при действии подвижной нагрузки [Текст] / А.А. Холодецкий. // Инженер, 1888. – № 6. – С. 224–235.

10. Шахунянц Г.М. Железнодорожный путь [Текст]: монография / Г.М. Шахунянц. – М.: Транспорт, 1987. – 479 с.
11. Вериго М.Ф. Определение динамического модуля пути [Текст] / М.Ф. Вериго // Техника железных дорог. – 1949. – №12. – С. 23–24.
12. Яковлев В.Ф. Исследование контактных напряжений в элементах колеса и рельса при действии вертикальных и касательных сил [Текст] / В.Ф. Яковлев // Труды ЛИИЖТ. – № 187. – С. 3–89.
13. Яковлев В.Ф. О применимости теории Герца-Беляева к расчету контактных напряжений в боковых выкружках головки рельса и гребня колеса [Текст] / В.Ф. Яковлев // Труды ЛИИЖТ. – 1963. – № 210. – С. 121–123.
14. Яковлев В.Ф., Кудрявцев И.А. Влияние схемы приложения нагрузок на контактную выносливость рельсов [Текст] / В.Ф. Яковлев, И.А. Кудрявцев // Вестник ВНИИЖТ. – 1977. – № 1. – С. 33–36.
15. Правила розрахунків залізничної колії на міцність в стійкість [Текст] / Е.І. Даніленко, В.В. Рибкін. – К.: Транспорт України, 2006. – 168 с.
16. Даніленко Е.І. Забезпечення поперечної стійкості колії проти розпирання при сучасних конструкціях проміжних рейкових скріплень [Текст] / Е.І. Даніленко // Збірник наукових праць ДЕТУТ, серія “Техніка, технології” – 2008. – № 12. – С. 40–41.
17. Даніленко Е.І. Сучасні рейкові пружні скріплення і особливості вимог до вітчизняних скріплень на залізобетонних шпалах [Текст] / Е.І. Даніленко, М.Д. Костюк, О.М. Жученко // Залізничний транспорт України. – 2002. – № 6. – С. 3–12.
18. Даніленко Е.І. Вибір раціональних параметрів пружності для вітчизняних скріплень на залізобетонних шпалах [Текст] / Е.І. Даніленко, М.Д. Костюк, О.М. Жученко // Збірник наукових праць КУЕТТ, серія “Транспортні системи і технології”. – 2003. – № 1-2. – С. 4–17.
19. Даниленко Э.И. Неровности на крестовинах Р65 1/11 с непрерывной поверхностью катания и обоснование норм износа [Текст] / Э.И. Даниленко, В.И. Абросимов, А.Н. Трофимов, Г.В. Агафонов, Л.Н. Фролов // Межвузовс-

- кий сборник научных трудов. – Днепропетровск: ДИИТ, 1985. – № 6. – С. 63–75.
20. Даниленко Э.И. Расчетно-теоретический метод определения упруго-динамических параметров для обычной конструкции пути и многониточных путей // межвузовский сборник научных трудов. Исследования взаимодействия пути и подвижного состава. – Днепропетровск, 1997. – С. 32–41.
21. Даниленко Э.И. Некоторые теоретические и практические вопросы, связанные с внедрением стрелочных переводов на железобетонных брусках / межвузовский сборник научных трудов. Исследования взаимодействия пути и подвижного состава // Э.И. Даниленко, В.П. Гнатенко, В.И. Черник, Н.Н. Шавловский. – Днепропетровск, 1997. – С. 20–31.
22. Даниленко Э.И. Стрелочные переводы железных дорог Украины (Технология производства, эксплуатации в пути, расчета и проектирования) [Текст] / Э.И. Даниленко, С.Д. Тараненко, А.П. Кутах. – К.: Киевский институт инженеров железнодорожного транспорта, 2001. – 296 с.
23. Данович В.Д. Колебания рельса как балки бесконечной длины, лежащей на упругом основании, с учетом неупругих сопротивлений [Текст] / В.Д. Данович, В.Н. Поньрко // Труды ДИИТа. – 1984. – № 235/26. – С. 59–65.
24. Львовский В.В. Математическая модель подрельсового основания для исследований взаимодействия пути и подвижного состава [Текст] / В.В. Львовский, М.А. Фришман // Труды ДИИТа. – 1977. – № 188/18. – С. 69–81.
25. Львовский В.М. Колебания балки лежащей на двухслойном неравножестком основании, под действием сосредоточенных подвижных нагрузок [Текст] / В.М. Львовский, Н.П. Настечин // Труды ДИИТа. – 1977. – № 188/18. – С. 44–48.
26. Шульман З.А. Исследование силового воздействия движущейся вертикальной нагрузки на путь [Текст] / З.А. Шульман // Труды ДИИТа. – 1980. – № 209/22. – С. 54–68.
27. Липовский Р.С. Определение динамических параметров пути по эксперимен-

- тальным частотным характеристикам [Текст] / Р.С. Липовский, В.Д. Данович // Труды ДИИТа. – 1979. – № 207/21. – С.70–77.
28. Коган А.Я. Влияние конструкции и состояния пути на устойчивость колеса [Текст] / А.Я. Коган, Г.И. Матусовский // Вестник ВНИИЖТ. – 1982. – № 8. – С. 42–44.
29. Керр А. Новые уравнения для реакции пути на шпалах в поперечной плоскости [Текст] / А. Керр, А. Зарембски / Железные дороги мира. – 1987. – № 10. – С. 52–58.
30. Волошко Ю.Д. Расчет рельса как балки на дискретных упругих опорах со случайными характеристиками [Текст] / Ю.Д. Волошко // Труды ДИИТ. – 1977. – № 196/19. – С. 93–98.
31. Волошко Ю.Д. Рельсовый путь с блочными железобетонными опорами [Текст] / Ю.Д. Волошко, А.М. Микитенко. – М.: Транспорт, 1980. – 176 с.
32. Клинов С.И. Динамическая модель пути переменной жесткости и его расчет под действием вертикальных сил [Текст] / С.И. Клинов, Е.Н. Курбацкий, А.И. Бондаренко, Д.Д. Захаров // Вестник ВНИИЖТ. – 1988. – № 4. – С. 52–54.
33. Никеров Н.С. Исследование сил взаимодействия рельсовых нитей и подрельсовых шпальных оснований // Труды ЛИИЖТ. – Л.: Транспорт, 1977. – № 416. – С. 40–47.
34. Никеров Н.С. Метод расчеты пути на горизонтальные продольные силы / Н.С. Никеров, В.В. Гниломедов // Труды ЛИИЖТа. – Л.: ЛИИЖТ, 1977. – № 416. – С. 26–35.
35. Семёнов И.И. Исследование напряженно-деформированного состояния элементов верхнего строения пути на основе пространственной расчетной схемы / И.И. Семёнов, Н.С. Никеров // Труды ЛИИЖТ. – Л.: Транспорт, 1971. – № 28. – С. 43–61.
36. Никеров Н.С. Изгибные напряжения в рельсах и давления на шпалы при воздействии на путь миксерных чугуновозов // Межвузовский сборник научных трудов. – Л.: ЛИИЖТ, 1978. – С. 13–17.

37. Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колёс [Текст] / М.Ф. Вериго. – М.: ПКТБ ЦП МПС. – 1997. – 207 с.
38. Шахунянец Г.М. Расчеты элементов верхнего строения пути на прочность [Текст]: учебник / Г.М. Шахунянец. – М.: МИИТ, 1939. – 154 с.
39. Степкин С.А. О местных напряжениях в рельсах при кручении [Текст] / С.А. Степкин // Сборник трудов ЛИИЖТ. – 1937. – № 127. – С. 47–69.
40. Ангелейко В.И. Вывод основных уравнений для расчета рельса в горизонтальной и вертикальной плоскостях [Текст]: монография / В.И. Ангелейко. – Х.: ХИИТ, 1958. – 38 с.
41. Ангелейко В.И. О предпосылках для разработки наставления по расчету верхнего строения пути [Текст] / В.И. Ангелейко // Техника железных дорог. – 1949. – № 6. – С. 12–24.
42. Ангелейко В.И. К вопросу о влиянии поперечных горизонтальных сил на напряжения в рельсе [Текст] / В.И. Ангелейко. – Х.: ХИИТ, 1953. – 131 с.
43. Ангелейко В.И. О влиянии поперечных горизонтальных сил на напряжения в рельсе [Текст] / В.И. Ангелейко // Труды ХИИТ. – Трансжелдориздат, 1956. – № 26. – С. 112–142.
44. Климов В.И. Статический расчет пути как балки на опорах с нелинейной жесткостью [Текст] / В.И. Климов, В.В. Рыбкин // Труды ДИИТ. – 1984. – № 235/26. – С. 3–8.
45. Яковлев В.Ф. Исследование сил взаимодействия колеса и рельса с учетом нелинейных односторонних связей и переменных масс [Текст] / В.Ф. Яковлев, И.И. Семенов // Труды ЛИИЖТ. – 1964. – № 238. – С. 46–95.
46. Клинов С.И. Динамическая модель пути переменной жесткости и его расчет под действием вертикальных сил [Текст] / С.И. Клинов, Е.Н. Курбацкий, А.И. Бондаренко, Д.Д. Захаров // Вестник ВНИИЖТ. – 1988. – № 4. – С. 52–54.
47. Васютинский А.Л. Наблюдения над упругими деформациями железнодорожного пути [Текст] / А.Л. Васютинский // Сборник института инженеров путей

сообщения С.-Петербург, 1899. – 130 с.

48. Першин С.П. Вертикальная жесткость пути и его надежность [Текст] / С.П. Першин // Путь и путевое хозяйство. – 1996. – № 8. – С. 8–10.
49. Белых К.Д. Вариационный метод расчета рельса как пространственной конструкции верхнего строения пути [Текст] / К.Д. Белых, П.П. Гонтаровский // Труды ДИИТ. – 1972. – № 138. – С. 129–138.
50. Белых К.Д. К вопросу расчета рельса по методу предельных состояний на базе пространственной расчетной схемы в условиях промтранспорта [Текст] / К.Д. Белых // Труды ДИИТ. – 1975. – № 167/16. – С. 113–119.
51. Белых К.Д. О нагрузках от колёс при расчете железнодорожного пути [Текст] / К.Д. Белых, М.К. Уманов, Г.Н. Малышко // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 1976. – № 5. – С. 78–79.
52. Белых К.Д. Теория расчета и исследование напряженно-деформированного состояния железнодорожного пути на металлургических заводах [Текст]: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / К.Д. Белых. – Л.: ЛИИЖТ. – 1979. – 41 с.
53. Даренський О.М. Теоретичні та експериментальні дослідження роботи залізничних колій промислового транспорту: монографія [Текст] / О.М. Даренський // Харків: УкрДАЗТ. – 2011. – 204 с.
54. Даренський О.М. Статические характеристики случайных вертикальных неровностей пути в условиях промышленного транспорта [Текст] / О.М. Даренський // ИКСЗТ. – 2007. – № 3. – С. 2–4.
55. Даренський О.М. Оценка влияния кривых на статистические характеристики горизонтальных неровностей пути в условиях промышленного транспорта [Текст] / О.М. Даренський // ИКСЗТ. – 2007. – № 4. – С. 2–4.
56. Ершков О.П. Расчет поперечных горизонтальных сил в кривых [Текст] / О.П. Ершков // Труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1966. – № 301. – 235 с.
57. Коган А.Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь [Текст] / А.Я. Коган // Труды ЦИИТ МПС. – М.: Транспорт, 1969. – 206 с.
58. Петров Н.П. Постепенное развитие и современное состояние вопроса о на-

- пряжениях, вызываемых в рельсе вертикальными силами [Текст] / Н.П. Петров // Железнодорожное дело. – 1904. – № 5. – С. 43–51.
59. Петров Н.П. Напряжения в рельсах от изгибов в вертикальной плоскости и вероятность определения этих напряжений опытами [Текст] : монография / Н.П. Петров. – С-Петербург, 1906. – 107 с.
60. Петров Н.П. Напряжения в рельсах от вертикальных давлений катящихся колес. Влияние скорости и неправильного вида колес [Текст]: монография / Н.П. Петров. – С-Петербург, 1907. – 120 с.
61. Петров Н.П. Влияние поступательной скорости на напряжения в рельсе / Н.П. Петров // Записки РТО, кн. 2-я. – С. – Петербург, 1903. – 89 с.
62. Поперечные горизонтальные силы, действующие на путь в прямых участках [Текст]: под ред. А.Я. Когана. – Труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1979. – № 619. – 88 с.
63. Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 599 с.
64. Яковлева Т.Г. Железнодорожный путь [Текст]: учеб. для студентов вузов / под ред. Т.Г. Яковлева. – М.: Транспорт, 2001. – 407 с.
65. Лазарян В.А. Изгибные колебания кузова полувагона в вертикальной и горизонтальной плоскостях [Текст] / В.А. Лазарян, В.Ф. Ушаков // Труды ДИИТ. – 1967. – № 68. – С. 32–38.
66. Лазарян В.А. Влияние параметров пути и тележки на силы взаимодействия [Текст] / В.А. Лазарян и др. // Труды ДИИТ. – 1968. – № 68. – С. 22–28.
67. Лазарян В.А. Применение метода случайного поиска к определению рациональных значений параметров рессорного подвешивания. – В кн. Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта [Текст] / В.А. Лазарян, М.Л. Коротенко, О.М. Ратникова. – К.: Наукова думка, 1976. – С. 97–103.
68. Buchly. Führung und haut des Lokomotiv rades in Gleise. “Schweizerische Bauzeitung”, 1953.
69. Медель В.Б. Влияние локомотивов [Текст] / В.Б. Медель // Труды МЭМИТа. – 1958. – № 55. – С. 24–29.

70. Кученко С.М. Об устойчивости движения локомотивов. В кн.: “Власивание локомотивов в кривых участках железнодорожного пути” [Текст] / С.М. Кученко. – М.: Машгаз, 1964. – С. 64–82.
71. Андриевский С.М. Боковой износ рельсов в кривых Труды ЦНИИ МПС [Текст] / С.М. Андриевский. – М.: Трансжелдориздат, 1961. – 231с.
72. Müller T. Dynamische Probleme der elektrischen Drehgestell – Lokomotive. “Schweizerische Bauzeitung”, 1972 Hefh, 45.
73. Borgeaud G. Zur Lauftechnik der elektrischen Drehgestell – Lokomotive. “Schweizerische Bauzeitung”, 1972 Heft 45.
74. Лазарян В.А. Аналитические исследования собственных колебаний современных локомотивов / В.А. Лазарян, М.Л. Коротенко. – Днепропетровск: Труды ДИИТ. – 1962. – № 35. – 324 с.
75. Лазарян В.А. Дифференциальное уравнение колебаний экипажа, движущегося по инерционному пути / Сборник. некоторые задачи механики скоростного транспорта [Текст] / В.А. Лазарян, И.А. Литин // Наукова думка. – 1970. – С. 61–73.
76. Тимошенко С.П. О динамических напряжениях в рельсах [Текст] / С.П. Тимошенко // Вестник инженера. – 1915. – № 4. – С. 22–32.
77. Соколов М.М. Динамическое нагружение вагонов [Текст]: М.М. Соколов, В.Д. Хусидов, В.Д. Минкин. – М.: Транспорт. – 1981. – 207 с.
78. Хусидов В.Д. Разработка математического и программного обеспечения расчетов движения четырёхосного и восьмиосного вагонов в кривых [Текст] / В.Д. Хусидов, Г.И. Петров. – М.: МИИТ, 1991. – 46 с.
79. Исследование динамики и прочности пассажирских вагонов [Текст] / С.И. Соколов, В.В. Новарро, Г.Ф. Левенсон и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 223 с.
80. Даренський О.М. Оцінка впливу на колію поздовжніх сил, які виникають в поїзді в умовах промислового транспорту [Текст] / О.М. Даренський, Н.В. Бугаєць // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2006. – № 72. – С. 119–124.



81. Даренський О.М. Визначення сил опіру поперечному переміщенню залізобетонних шпал у баласті [Текст] / О.М. Даренський, В.Г. Вітольберг, А.М. Штомпель, Н.В. Бугаєць // Зб. наук. праць УкрДАЗТ. – 2008. – № 91. – С. 89–96.
82. Даренський О.М. Статистические характеристики силових неровностей прокольного профиля пути на участках обращения подвижного состава с осевыми загрузками до 30 т [Текст] / О.М. Даренський // ІКСЗТ. – 2008. – № 2. – С. 17–20.
83. Попов А.А. Сопротивление материалов [Текст]: монография / А.А. Попов. – М.: Машгиз, 1968. – 715 с.
84. Чихладзе Е.Д. Будівельна механіка [Текст]: підручник для студентів вищих навчальних закладів / Е.Д. Чихладзе. – Х.: УкрДАЗТ, 2002. – 305 с.
85. Правила тяговых расчетов для поездной работы [Текст]. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
86. Кудрявцев Н.Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов [Текст] / Н.Н. Кудрявцев. – М.: Труды ВНИИЖТ. – 1965. – № 287. – 168 с.
87. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов [Текст] : учебник для вузов, 9-е изд., перераб. – М.: Наука, 1996. – 512 с.
88. Исследование неровностей колесных пар пассажирских вагонов [Текст] // Труды ВНИИЖТ. – М.: ВНИИЖТ, 1979. – № 608. – 118 с.
89. Timoshenko S. Method of Analysis of Statical and Dynamical Stresses in Rail.- Proc of the 2-d International Conyress for Appl. Mechanics. Zürich, 1927, 12p.
90. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов [Текст] / С.П. Тимошенко. – М.: Физматгиз, 1960. – Ч. 1. – 379 с.
91. Вагоны [Текст] / Л.А. Шадур, И.И. Челноков, Л.Н. Никольский и др. / под ред. Л.А. Шадура, 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 440 с.
92. Вершинский С.В. Динамика вагона [Текст] 2-е изд., перераб. и доп. / В.Н. Данилов, И.И. Челноков. – М.: Транспорт, 1978. – 234 с.
93. Вершинский С.В. Выбор оптимального трения в рессорном подвешивании многоосных грузовых вагонов [Текст] / С.В. Вершинский, А.Д. Кочнов,

- В.Д. Хусидов // Труды МИИТ. – 1968. – № 283. – С. 4–16.
94. Гасители колебаний вагонов [Текст] / И.И. Челноков, Б.И. Вишняков, А.А. Эстлинг и др. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – 176 с.
95. Грачева Л.О. Взаимодействие вагона и железнодорожного пути [Текст] / Л.О. Грачева // Труды ВНИИЖТ. – 1968. – № 6. – С. 9–11.
96. Галиев И.И. О движении колёсной пары по неравноупругому пути [Текст] / И.И. Галиев, В.А. Нехаев // Сборник ОмИИТа. – 1981. – С. 48–57.
97. Неймерк Ю.К. Динамика неголономных систем [Текст] / Ю.К. Неймерк, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1967. – 520 с.
98. Клованич С.Ф. Метод конечных элементов в нелинейных расчетах пространственных железобетонных конструкций [Текст] / С.Ф. Клованич, Д.И. Безушко. – ОНМУ, 2009. – 89 с.
99. Болотин В.В. Статистические методы в строительной механике [Текст] / В.В. Болотин. – М.: Издательство литературы по строительству, 1965. – 415с.
100. Благонядежин В.Л. Изгиб многопролетных квазирегулярных балок со статическими характеристиками “Строительная механика и расчет сооружений” [Текст] : учебник / В.Л. Благонядежин, В.Н. Москаленко. – 1969. – № 2. – С. 12–18.
101. Бусленко Н.П. Метод статических испытаний (Монте-Карло) [Текст] / Н.П. Бусленко, Ю.А. Шрейдер. – М.: ГИФМЛ, 1961. – 216 с.
102. A mathematical model of the rail track presented as a bur on elastic and dissipative supports under the influence of moving loads / A. Darenskiy, V. Vitolberg, D. Fast, A. Klymenko, Y. Leibuk // Matec Wed of Conference. – № 116, 00001 (207) – Trans bad – 2017, 03002.
103. Даренський О.М. Математична модель коливань залізничної колії як балки, що має інерційні характеристики [Текст] / О.М. Даренський // ІКСЗТ. – 2017. – № 2 (123). – С. 16–20.
104. Даренський О.М. Влияние осевых нагрузок на статистические характеристики геометрических неровностей плана и профиля пути промышленного транспорта [Текст] / О.М. Даренський // ІКСЗТ. – 2008. – № 3. – С. 43–47.

105. Даренський О.М. Влияние геометрических неровностей пути на величины изгибных напряжений в рельсах [Текст] / О.М. Даренський // Зб. наук. праць УкрДАЗТ. – 2008. – № 99. – С. 167–176.
106. Гордыцкий-Цвирко А.М. О динамических расчетах верхнего строения пути [Текст] / А.М. Гордыцкий-Цвирко // Журнал МПС. – 1905.– № 1. – С. 38.
107. Даніленко Е.І. Дослідження проміжних рейкових скріплень для залізобетонних шпал на витривалість при впливі циклічного навантаження [Текст] / Е.І. Даніленко // Збірник наукових праць КУЕТТ, серія “Транспортні системи і технології” К.: КУЕТТ: – 2005. – С. 26–38.
108. Даніленко Е.І. Сучасні рейкові пружні скріплення і особливості вимог до вітчизняних скріплень на залізобетонних шпалах [Текст] / Е.І. Даніленко, М.Д. Костюк, О.М. Жученко // Залізничний транспорт України. – 2002. – № 6. – С. 3–12.
109. Ершков О.П. Характеристики пространственной упругости рельсовой нити [Текст] / О.П. Ершков // Труды ВНИИЖТ. – М.: Трансжелдориздат, 1960. – № 192. – С. 59–101.
110. Effects of profile wear on wheel–rail contact conditions and dynamic interaction of vehicle and turnout [Electronic resource] / J. Xu, P. Wang, L. Wang, R. Chen // Advances in Mechanical Engineering. – 2016. – Vol. 8, №1. – P. 1-14. – Available at: <http://ade.sagepub.com/content/8/1/1687814015623696.full.pdf+html>. – Title from the screen. – Accessed: 14.03.2016.
111. Говоруха В.В. Теоретические и экспериментальные исследования работ железобетонных шпал типов С-56, С-62, С-64-2 и напряжений в подшпальном основании [Текст] / В.В. Говоруха // Труды ДИИТа. – 1967. – № 69. – С. 56–73.
112. Разработка и внедрение технологической документации на повторное использование материалов верхнего строения пути на предприятиях Минчермета СССР / Отчет о НИР.– Харьковский институт инженеров железнодорожного транспорта № ГПО 1870019011: Харьков. – 1988. – 70 с.
113. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України(ЦП-0269)

- [Текст]. – К.: Укрзалізниця, 2012. – 456 с.
114. Даренський О.М. Наукові основи підвищення ресурсів промислового транспорту на основі прогнозування стану системи «екіпаж–рейкова колія» [Текст] : дис. О.М. Даренський док. техн. наук : захищена 17.11.12 : затв.10.01.13 / Даренський Олександр Миколайович. – Х., 2012 – 345 с. – Бібліогр.: с. 203 – 216. – 01520011827.
115. Современные конструкции верхнего строения железнодорожного пути [Текст]: под ред. В. Г. Альбрехта и А. Ф. Золотарского. – М.: Транспорт, 1975. – 280 с.
116. Новичков В. П. Рациональные способы усиления железнодорожного пути [Текст] / В.П. Новичков // Ж. д. трансп., 1956. – № 4. – С. 66–68.
117. Альбрехт В.Г. Угон железнодорожного пути и борьба с ним [Текст]: учебник / В.Г. Альбрехт, А.Я Коган. – М.: Транспорт, 1996. – 160 с.
118. Birnam F. Neure Messung an Gleisen mit verschiedenen Unterschwellung.- Eisenbahntechnische Rundschau,– juli, 1977, Н. 7, s. 229–246.
119. Золотарский А.Ф. Железобетонные шпалы для рельсового пути [Текст] / А.Ф. Золотарский, Б.А. Евдокимов, Л.Г. Исаев, Л.Г. Крысанов и др.: под ред. А.Ф. Золотарского. – М.: Транспорт, 1980. – 270 с.
120. Работа шпалы и рельса под статической нагрузкой [Текст] // Труды МИС ЦПТДУ НКПС. – М.: Госжелдориздат, 1931. – Вып. 146. – 119 с.
121. Стецкевич И.Р. Об опытах над устойчивостью верхнего строения пути при проходе поездов [Текст] / И.Р. Стецкевич // Протоколы XII совещенного съезда инженеров службы пути русских железных дорог. – М.: 1894. – С. 65–72.
122. Рубан П.С. Методика работ по определению коэффициента постели шпал [Текст] / П.С. Рубан // Институт инженерных исследований НКПС. – М.: Транспечать, 1930. – Вып. 27. – 56 с.
123. Ершков О. П. Исследование жесткости железнодорожного пути и ее влияние на работу рельсов в кривых участках [Текст] / О.П. Ершков // Труды ЦНИИ МПС. – М.: Трансжелдориздат, 1964. – Вып. 264. – С. 39–48.

124. Цеглинский К.Ю. Железнодорожный путь в кривых [Текст]: монография / К.Ю. Цеглинский. – М.: 1903. – 155 с.
125. Яковлев В. Ф. Определение расчетных параметров пути в вертикальной и горизонтальной плоскостях с помощью вибромашины [Текст] / В.Ф. Яковлев, И.И. Семенов, В.И. Абросимов // Труды ЛИИЖТа, – Л.: ЛИИЖТ. – 1971. – Вып. 326. – С. 66–85.
126. Фришман М.А. Экспериментальные определения жесткостей и неупругих сопротивлений пути [Текст] / М.А. Фришман, Л.Я. Воробейчик, Р.С. Липовской // Вестник ЦНИИ МПС. – 1970. – № 8. – С. 31–35.
127. Содержание балластной призмы железнодорожного пути [Текст] / под ред. Е.С. Варызгина. – М.: Транспорт, 1978. – 141 с.
128. СНиП: 2.05.07.- 91\* : Строительные нормы и правила: Промышленный транспорт / ЦИТП Минстроя России 1996. – 86 с.
129. Система для вимірювання переміщень в елементі інженерних конструкцій і споруд під дією навантажень [Текст] / пат. № 70477 Україна: МПК G05D 5/00; E01B 35/00 / Даренський О.М., Астахов В.М., Бугаєць Н.В., Витольберг В.Г., Беліков Є.А.;. Власник Українська державна академія залізничного транспорту. № у 201114788; заявл.13.12.2011; публ. 11.06.2012, Бюл.№11. – 5 с.
130. Даніленко Е.І. Залізнична колія. Улаштування, проектування і розрахунки, взаємодія з рухомим складом [Текст]: Підручник для вищих навчальних закладів (у 2-х томах). – К.: Київ, Інпрес, 2010. – Том 1. – 528 с.
131. Інструкція з укладання та утримання рейкової колії з рейками типу R65, VІС – 60 і пружним проміжним скріпленням типу КПП- 5 та високоміцними ізолюючими стиками (ЦП-0104) [Текст]. – К.: Укрзалізниця, 2003. – 52 с.
132. Положення про проведення планово-запобіжних ремонтно- колійних робіт на залізницях України (ЦП17 - 0113) [Текст]. – К: Транспорт, 2004. – 40 с.
133. Макарьян М. А. Сопротивление бесстыкового пути перемещениям [Текст] / М. А. Макарьян, Н. Б. Зверев // Бесстыковой путь: Труды ВНИИЖТ. – М.: Трансжелдориздат, 1962. – Вып. 244. – С. 19–45.
134. Шахунянц Г.М. Некоторые вопросы исследования работы резиновых про-

- кладок повышенной упругости для пути с железобетонными шпалами [Текст] / Г.М. Шахунянц, А.А. Демидов. – М.: Транспорт, 1971. – Вып. 354. – С. 24–32.
135. Купцов В. В. Методики определения жесткости резиновых прокладок- амортизаторов на сжатие [Текст] / В.В. Купцов // Труды ВНИИЖТ. – 1979. – Вып. 616. – С. 36–54.
136. Карпущенко Н.И. Расчет упругих элементов промежуточных рельсовых скреплений [Текст]: монография / Н.И. Карпущенко// Труды НИИЖТ. – 1972. – Вып. 135. – С. 41–48.
137. Ладыгин Ю. Н. Лабораторные испытания рельсовых скреплений [Текст] / Ю.Н. Ладыгин, Ю.М. Стойда // Путь и путевое хозяйство.– 2005. – № 12. – С. 8–12.
138. Григорьев Е. Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов [Текст]: монография / Е.Т. Григорьев. – М.: Машгаз, 1960. – 206 с.
139. Демченко С.М. Посібник з устрою, монтажу та утриманню проміжних пружних скріплень типу КПП [Текст] / С.М. Демченко, В.А. Піскунов, О.В. Миєнко, В.О. СISTRЕНСЬКИЙ. – Київ: “Швидкий рух”, 2006. – 72 с.
140. Шраменко В.П. Комп'ютерне моделювання явища втрати стійкості колії із застосуванням кінцево-елементної розрахункової схеми [Текст] / В.П. Шраменко, О.В. Лобяк, А.М. Штомпель // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 91. – С. 165–174.
141. Яковлев В.С. Влияние конструктивных особенностей пути на уровень сил взаимодействия с подвижным составом [Текст] / В.С. Яковлев, И.И. Семенов, Б.В. Игнатов, В.В. Гниломедов // Труды ЛИИЖТ. – 1969. – № 296. – С. 40–62.
142. Дырда В. И. Резиновые детали в машиностроении [Текст] / В.И. Дырда, Е.Ф. Чижик. – Днепропетровск: Полиграфист, 2000. – 584 с.
143. Дырда В. И. Расчет силовых резинотехнических изделий, используемых в горном машиностроении [Текст]: В.И. Дырда, А.В. Мазнецова, Т.Е. Твердохлеб. – М.: ЦНИИТ Энефтехим, 1991. – 64 с.
144. Иванова Л.И. Карпущенко Н.И. Экспериментальные исследования переме-

- щений элементов рельсошпальной решетки под поездной нагрузкой [Текст]: / Л.И. Иванова, Н.И. Карпущенко // Труды НИИЖТ. – 1971. – № 129. – С. 61–67.
145. Меньшикова В.И. Динамические продольные силы и перемещения рельсов железнодорожного пути [Текст] / В.И. Меньшинова // Труды ЦНИИ МПС. – 1972. – № 406. – С. 22–29.
146. Иволга Н.В., Климов В.И. Об инерционных свойствах пути при движении по нему постоянной силы [Текст] / Н.В. Иволга, В.И. Климов // Труды ДИИТа. – 1975. – № 167/16. – С. 73–81.
147. Шахунянец Г.М. Устройство железнодорожного пути [Текст]: монография / Г.М. Шахунянец. – М.: Трансжелдориздат, 1944. – 420 с.
148. Карпущенко Н.И. Надежность связей рельсов с основанием [Текст]: монография / Н.И. Карпущенко. – М.: Транспорт, 1986. – 150 с.
149. Карпущенко Н.И. Совершенствование рельсовых скреплений [Текст] / Н.И. Карпущенко, Н.И. Антонов. – Новосибирск: Изд-во СГУСа, 2003. – 300 с.
150. Купцов В.В. Современные конструкции и параметры промежуточных рельсовых скреплений для железобетонных шпал [Текст] / В.В. Купцов // Повышение надежности работы верхнего строения пути. – М.: 2000. – С. 100–129.
151. Говоруха В.В. Механика деформирования и разрушения упругих элементов промежуточных рельсовых скреплений [Текст] / монография / В.В. Говоруха. – Днепропетровск: Лира-ЛТД, 2005. – 388 с.
152. Технічні вказівки щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірвальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії (ЦП - 0267) [Текст]. – К.: 2012. – 46 с.
153. Технические указания по расшифровке записей путеизмерительных вагонов, оценке отступлений от норм содержания рельсовой колеи железнодорожного пути, мерам по обеспечению безопасности движения поездов при их обнаружении. [Текст]. – М.: Транспорт, 1982. – 23 с.
154. Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути. МПС СССР

- [Текст]. – М.: Транспорт, 1972. – 224 с.
155. Тулей Ю.Л. Визначення поперечної стійкості безстикової колії з комбінованою рейко-шпальною решіткою під дією температурних сил / Ю.Л. Тулей, В.П. Шраменко, А.М. Штомпель // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2008. – Вип. 91. – С. 8-14.
156. Пługін А.М. Досвід експлуатації залізобетонних шпал з пружними скріпленнями, розробленими в УкрДАЗТ / А.М. Пługін, А.А. Пługін, Ю.Л. Тулей, С.В. Мирошніченко, О.А. Калінін // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2014. – Вип. 148. – С. 92-103.
157. Тулей Ю.Л. Аналіз просторової жорсткості скріплень ДО / Ю.Л. Тулей // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. – Харків, 2015. – Вип. 157. – С. 82-86.
158. Даренський О.М. Аналіз розвитку теорій розрахунків залізничної колії / О.М. Даренський, Ю.Л. Тулей, Е.А. Беліков // Залізничний транспорт України. – Київ, 2016. – Вип. 1-2. – С. 14-19.
159. Тулей Ю.Л. Аналіз формування жорсткостей проміжних скріплень типів Д-2, Д-4, КППД-2 та СКД65-Д / Ю.Л. Тулей // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. – Харків, 2016. – Вип. 159. – С. 109-117.
160. Даренський О.М. Жорсткість прикріплювачів проміжних скріплень дерев'яних шпал при дії горизонтальних поперечних сил / О.М. Даренський, Ю.Л. Тулей, Д.О. Потапов, А.С. Малішевська // Вістник ДНУЗТ. – Дніпропетровськ, 2016. – Вип. 6 (66). – С. 96-104.
161. Тулей Ю.Л. Аналіз формування просторових жорсткостей рейкових опор при дерев'яних шпалах / Ю.Л. Тулей // Збірник тез доповідей 78 міжнародної науково-технічної конференції – Харків: УкрДУЗТ, 2016. – Вип. 160. – С. 90-91.
162. Yuseph Tuley. Research into parameters of energy loss when trains influence the



track with wooden sleepers / Yuseph Tuley, Natalia Bugaets, Alina Malishevskay // Східно-Європейський журнал передових технологій, 2016. – № А6/1(84). – pp. 9-13.

163. Тулей Ю.Л. Математичне моделювання та експериментальні дослідження роботи дерев'яних шпал під дією просторових навантажень / Ю.Л. Тулей // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті: збірник наукових статей. – Харків, 2016. – Вип. 4. – С. 3-9.
164. Даренский А.Н. Численные исследования влияния параметров рельсовой колеи на боковой износ рельсов в кривых / А.Н. Даренский, Ю.Л. Тулей, Д.А. Потапов // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті: збірник наукових статей. – Харків, 2016. – Вип. 6 (121). – С. 36-42.
165. Alexander Darenskiy. Revisiting the reasons for contact fatigue defects in rails / Alexander Darenskiy, Dmitry Potapov, Yuseph Tuley, Natalia Bugaets, Alina Malishevskaya // Dynamics of Civil Engineering and Transport Structures and Wind Engineering. – DYN-WIND 2017. MATEC Web of Conference. Volume 116, 03001 (2017).

## Додаток А



## ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук «Раціоналізація норм улаштування рейкової колії в кривих малих радіусів для підвищення ресурсів роботи рейок», яка виконана Тулеєм Юзефом Леонідовичем

Головні результати, які отримані Тулеєм Ю.Л. в дисертаційній роботі на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук «Раціоналізація норм улаштування рейкової колії в кривих малих радіусів для підвищення ресурсів роботи рейок» використовується у навчальному процесі в курсах дисциплін «Улаштування та експлуатація колії» для студентів за освітньою програмою «Організація перевезень та управління на залізничному транспорті»; «Залізнична колія» та «Організація та планування ремонтно-колійних робіт в умовах обмежених ресурсів» для студентів за освітньою програмою «Залізничні споруди та колійне господарство»; в курсовому і дипломному проектуванні. Дисертаційна робота Ю.Л. Тулея виконувалась, зокрема в рамках держбюджетного замовлення «Проведення досліджень процесів формування надінтенсивного бокового зносу рейок та розробка заходів щодо його зниження» (Харків № 37/2011-ЦТех-92/2011-ЦЮ від 3 серпня 2011 р.).

Крім того, матеріали досліджень використані у навчальному посібнику «Улаштування та експлуатація залізничної колії» (Харків, 2015 р., автори О.М. Даренський, Н.В. Бугаєць, Ю.Г. Козицький, А.В. Клименко, Д.О. Потапов), навчальному посібнику «Експлуатація залізничних колій» (Харків 2010 р., автори О.М. Даренський, Н.В. Бугаєць, В.Г. Вітольберг, Д.О. Потапов, О.С. Саяпін, Г.М. Талавіра) та конспекту лекцій «Основи наукових досліджень» (Харків, 2016 р. автори О.М. Даренський, Д.А. Фаст, Д.О. Потапов).

Завідувач кафедри  
«Колія та колійне господарство»,  
д.т.н., професор

О.М. Даренський

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Перший заступник директора  
департаменту колії та споруд  
ПАТ «Укрзалізниця»

О.В. Навора

« \_\_\_\_\_ » 2018 р.

**АКТ****впровадження результатів дисертаційної роботи  
“Раціоналізація норм улаштування рейкової колії в кривих  
малих радіусів для підвищення ресурсів роботи рейок”**

Даним актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи “Раціоналізація норм улаштування рейкової колії в кривих малих радіусів для підвищення ресурсів роботи рейок”, виконаної здобувачем Тулеєм Ю.Л., дозволяють поліпшити технічний стан залізничних колій в кривих малих радіусів, забезпечити безпеку руху поїздів, сприяти скороченню витрат на поточне утримання та ремонти колії.

**1. Вид впроваджених результатів.**

Результати досліджень дисертаційної роботи дозволили встановити обґрунтовані норми утримання рейкової колії в плані та норми утримання рейкових стиків в кривих малих радіусів. На підставі проведених досліджень розроблені практичні рекомендації про улаштування і особливості експлуатації колії в кривих малих радіусів, які дозволять зменшити інтенсивність бокового зносу рейок до 40 % і зменшити їх пошкоджуваність іншими видами дефектів. Застосування результатів досліджень дозволяє поліпшити технічний стан залізничних колій в кривих малих радіусів, забезпечувати безпеку руху поїздів, сприяти скороченню витрат на поточне утримання та ремонти колії.

**2. Характеристика масштабів впровадження.**

На підставі досліджень горизонтальних поперечних сил з використанням математичної моделі просторової динамічної системи “екіпаж–колія” розроблені наукові підходи для вирішення проблеми підвищення ресурсів роботи рейок в особливих умовах експлуатації в кривих малих радіусів за рахунок визначення норм утримання колії в кривих малих радіусів. Вперше встановлено вплив вертикальних навантажень на горизонтальні поперечні жорсткості і жорсткості при крученні рейкових опор. При збільшенні осьових навантажень від 170 до 210 кН на вісь ці жорсткості зростають до 24 % додатково. Встановлено вплив на рівень горизонтальних поперечних сил і на сумарний фактор зносу рейок конструкції підрейкової основи, радіусів кривих, ширини колії, нерівностей колії в плані, режимів руху поїздів.

Завдяки проведеним теоретичним та експериментальним дослідженням вперше обґрунтовано та запропоновано раціональні за критерієм оптимального сумарного фактору бокового зносу рейок норми утримання рейкової колії в плані та норми утримання рейкових стиків.

### **3. Науково-технічний ефект.**

Обґрунтовано та запропоновано раціональні за критерієм оптимального сумарного фактору бокового зносу рейок норми утримання рейкової колії в плані та норми утримання рейкових стиків. Впровадження результатів дисертаційних досліджень у безпосереднє використання на магістральних залізницях дасть змогу підвищити безпеку руху поїздів та зменшить витрати коштів на поточне утримання колії.

В.о. головного інженера  
департаменту колії та споруд  
ПАТ «Укрзалізниця»



В.Б. Чемеринський

Завідувач кафедри “Колія та  
коліїне господарство” УкрДУЗТ



О.М. Даренський

Здобувач



Ю.Л. Тулей

## Додаток В

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Начальник Харківського відділення  
«Проектно-вишукувальний інститут  
залізничного транспорту»  
ПАТ «Укрзалізниця»



І.В. Калашников

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2018р.

## АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Тулея Ю.Л.  
«Раціоналізація норм улаштування рейкової колії в кривих малих радіусів  
для підвищення ресурсів роботи рейок»

Даним актом підтверджуємо можливість практичного використання наступних результатів роботи Ю.Л. Тулея:

- запропонованої математичної моделі динамічної системи «екіпаж-колія» (доведена до програмного продукту), яка дозволяє достовірно визначати рівень силової взаємодії рухомого складу і залізничної колії в умовах кривих малих радіусів;
- встановлених норм утримання рейкової колії в плані в умовах кривих малих радіусів;
- встановлених норм утримання рейкових стиків в умовах кривих малих радіусів.

У результаті впровадження вищезазначених розробок очікується підвищення рівня безпеки руху за рахунок поліпшення технічного стану залізничної колії в кривих малих радіусів, скорочення витрат на поточне утримання та інших видів ремонтно-колійних робіт.

Висновки та рекомендації щодо подальшого використання розробок: рекомендувати для використання в системі колійного господарства всіх регіональних філій ПАТ «Укрзалізниця», в проектних організаціях залізничного транспортного будівництва.

Заступник начальника Харківського  
відділення ПВІЗТ ПАТ «Укрзалізниця»,  
к.т.н., с.н.с.

В.В. Божко

Завідувач кафедри колії та  
колійного господарства УкрДУЗТ;  
д.т.н., професор

О.М. Даренський

Здобувач

Ю.Л. Тулей

## Список публікацій здобувача за темою дисертації

### ***Статті у наукових фахових виданнях України:***

1. Yuseph Tuley. Research into parameters of energy loss when trains influence the track with wooden sleepers / Yuseph Tuley, Natalia Bugaets, Alina Malishevskaya // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2016. – №1(84). – С. 9-13.

*Особистий внесок: адаптація математичної моделі визначення коефіцієнтів дисипації за результатами експериментальних робіт до умов магістральних залізниць.*

### ***Статті у фахових виданнях та збірниках наукових праць, що включені до міжнародних наукометричних баз:***

2. Тулей Ю.Л. Математичне моделювання та експериментальні дослідження роботи дерев'яних шпал під дією просторових навантажень / Ю.Л. Тулей // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2016. – № 4. – С. 3–9.

3. Даренский А.Н. Численные исследования влияния параметров рельсовой колеи на боковой износ рельсов в кривых / А.Н. Даренский, Ю.Л. Тулей, Д.А. Потапов // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2016. – № 6 (121). – С. 36–42.

*Особистий внесок: аналіз результатів чисельних досліджень, встановлення аналітичних залежностей впливу несправностей колії*

4. Даренський О.М. Жорсткість прикріплювачів проміжних скріплень дерев'яних шпал при дії горизонтальних поперечних сил / О.М. Даренський, Ю.Л. Тулей, Д.О. Потапов, А.С. Малішевська // Вісник ДНУЗТ. – 2016. – № 6 (66). – С. 96–101.

*Особистий внесок: математична обробка отриманих результатів.*

5. Тулей Ю.Л. Аналіз формування жорсткостей проміжних скріплень типів Д-2, Д-4, КППД-2 та СКД65-Д / Ю.Л. Тулей // Збірник наукових праць УкрДУЗТ. – 2016. – № 159. – С. 109–117.

6. Тулей Ю.Л. Аналіз просторової жорсткості скріплень ДО / Ю.Л. Тулей // Збірник наукових праць УкрДУЗТ. – 2015. – № 157. – С. 82–85.

7. Плугін А.М. Досвід експлуатації залізобетонних шпал з пружними скріплен-

нями, розробленими в УкрДАЗТ / А.М. Пługін, А.А. Пługін, Ю.Л. Тулей, С.В. Мирошниченко, О.А. Калінін // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2014. – Вип. 148. – С. 92-103.

*Особистий внесок: аналіз конструкцій рейкових скріплень для залізобетонних шпал вітчизняного та закордонного виробництва.*

8. Тулей Ю.Л. Определение поперечной стойкости бесстыкового пути с комбинированной рельсошпальной решеткой под действием температурных сил / Ю.Л. Тулей, В.П. Шраменко, А.Н. Штомпель // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2008. – № 91. – С. 170–175.

*Особистий внесок: розрахунки стійкості безстыкової колії, аналіз отриманих результатів.*

***Публікації апробаційного характеру:***

9. Alexander Darenskiy. Revisiting the reasons for contact fatigue defects in rails / Alexander Darenskiy, Dmitry Potapov, Yuseph Tuley, Natalia Bugaets, Alina Malishevskaya // Dynamics of Civil Engineering and Transport Structures and Wind Engineering MATEC Web of Conf. Vol. 116, 03001, 2017.

*Особистий внесок: аналіз появи та розвитку дефектів контактнo-втомного походження у кривих малих радіусів магістральних залізниць.*

10. Тулей Ю.Л. Аналіз формування просторових жорсткостей рейкових опор при дерев'яних шпалах / Ю.Л. Тулей // Збірник наукових праць УкрДУЗТ: тези доповідей. – 2016. – № 160. – С. 90–91.

***Додаткові публікації:***

11. Даренський О.М. Аналіз розвитку теорій розрахунків залізничної колії / О.М. Даренський, Ю.Л. Тулей, Е.А. Беліков // Залізничний транспорт України. – 2016. – № 1–2. – С. 13–14.

*Особистий внесок: теоретично обґрунтовано застосування розрахункової схеми колії як балки на пружно-дисипативних опорах для умов магістральних залізниць.*

**Відомості про апробацію результатів дисертації**

Основні результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на:

- Міжнародних науково-технічних конференціях кафедр Української державно

академії залізничного транспорту та спеціалістів залізничного транспорту і підприємств “Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті” (м. Харків, 2008–2011 рр.) (2008 р., 2009 р. – Заочна участь, 2010 р., 2011 р. – Особиста участь)

- Міжнародній науково-технічній конференції “Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті”, присвяченій 80-річчю кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин (м. Харків, 26-28 листопада 2014 р.) (Особиста участь)

- VI Міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд та будівель на залізничному транспорті” (м. Харків, 19-21 квітня 2017 р.) (Особиста участь)

- MATEC Web of Conferences «Dynamics of Civil Engineering and Transport Structures and Wind Engineering» (Kharkiv, April 19-21, 2017) (Особиста участь)