

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Дніпровський національний університет
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ТОКАРЄВ СЕРГІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 625.151.2:625.033.34/.36

ДИСЕРТАЦІЯ

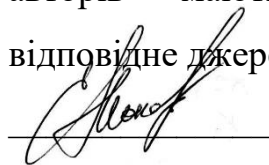
УДОСКОНАЛЕННЯ НОРМАТИВІВ УТРИМАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ СТІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ

Спеціальність 05.22.06 – залізнична колія

Галузь знань 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



С. О. Токарев

Наукові керівники:

Рибкін Віктор Васильович,

доктор технічних наук, професор

Патласов Олександр Михайлович,

кандидат технічних наук, доцент

АНОТАЦІЯ

Токарєв С.О. Удосконалення нормативів утримання та конструкції стрілочних з'їздів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.06 «Залізнична колія» (273 – Залізничний транспорт). – Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Дніпро, 2020.

Метою даної роботи є удосконалення нормативів утримання та конструкції стрілочних з'їздів, що дозволить встановити допустиму швидкість та підвищити безпеку руху поїздів на стрілочних з'їздах.

Аналіз матеріалів розслідувань причин появ транспортних подій під час руху вздовж стрілочних з'їздів як пасажирських, так і вантажних поїздів (навіть з незначними швидкостями) спонукав фахівців колійного господарства до введення методики контролю положення стрілочних з'їздів у плані по відстані між центрами стрілочних переводів. Але в той самий час запропонована методика не дозволяє контролювати поперечне зміщення стрілочного переводу та поворот його навколо центру. Крім того, що найголовніше, відстань між центрами стрілочних переводів та її порушення не дає можливості встановити допустиму швидкість руху поїздів.

На стрілочних з'їздах крім вищевказаного існує проблема конструкції, яка залишається невирішеною на залізницях України. Суть її полягає в наступному: стрілочний перевід постачається з брусами захрестовинного блоку стандартної довжини, а вкладаються стрілочні переводи в нестандартні умови – всі міжколія та форма з'їздів відрізняються і при укладанні двох переводів у з'їзд відбувається накладання брусів та шпал один на одного. Для того, щоб блоки все ж таки укласти, працівники колійного господарства вимушені порушувати епюру брусів, що неухильно призводить до появи надмірних напружень в елементах верхньої будови колії, і відповідно, до появи передчасних розладів та відмов.

В роботі проведено аналіз теоретично можливих схем укладання двох стрілочних переводів до складу з'їзду. Встановлено, що за планом прилеглих колій, маркою хрестовин переводів та планом з'єднувальної частини загальна кількість

комбінацій укладання складає 40 варіантів. Наявність такого різноманіття геометричних форм та розмірів суперечить загальному принципу універсальності, який, зокрема, широко застосовується на залізницях України. Стає логічним той факт, що для врахування всього спектру різноманітних параметрів з'їздів достатньо всі розробки (нормативи утримання, улаштування тощо) проводити для найнесприятливіших умов – різні марки стрілочних переводів, наявність криволінійних ділянок в захрестовинній частині, розташування з'їзду між непаралельними коліями та ін. Таким чином, для всіх інших комбінацій отримані значення розрахункових параметрів заздалегідь будуть мати додатковий коефіцієнт запасу.

Аналіз різних напрямків теоретичних та експериментальних досліджень динаміки взаємодії колії та рухомого складу як в зоні стрілочних переводів, так і в межах прямих та кривих ділянок (як аналог з'єднувальної частини з'їзду) показав, що переважна більшість моделей присвячена або визначенню динамічних характеристик екіпажу (при цьому досить детально описується просторова модель вагона, а колія розглядається як зосереджена в точці маса, або навіть як безінерційна складова), або встановленню умов безпечного та надійного функціонування залізничної колії. При цьому верхня будова колії, як правило, представлена у вигляді складної багатокомпонентної системи тіл, а вплив підресореної та непідресореної частини рухомого складу імітується прикладанням до рейки зосередженої вертикальної динамічної сили. Вказані спрощення рухомого складу в повній мірі не відображають характер коливань як підресореної, так непідресореної частин екіпажу (особливо якщо йде мова про дослідження впливу групи нерівностей).

Базуючись на результатах аналізу причин появ транспортних подій у межах стрілочних з'їздів та враховуючи відсутність методики, що дозволила б встановити допустиму швидкість руху по ним, запропоновано оцінювати положення останніх у плані за ординатами, вимірними від базисної лінії та в подальшому адаптованими до різниці у суміжних стрілах вигину. За допомогою даної методики проаналізовано стан з'їздів, що експлуатуються на залізницях України (з рівнем ймовірності $P = 0,95$): 23% випадків вимагають обмеження швидкості, 8% – закриття руху. Нормативні вимоги, що використовувались для оцінки відступів у плані, розроб-

лені для звичайної колії, а тому не враховують ряд особливостей конструкції з'їзду – наявність різкої зміни кривизни колії при відсутності підвищення зовнішньої рейок, яке виконує функцію компенсації горизонтальних відцентрових прискорень; сполучення ділянок різної жорсткості та приведеної маси металеві частини, підрейкової основи тощо.

Обґрунтовано необхідність деталізації моделі вагона для більш адекватного відображення характеру коливань підресореної та непідресореної частини. Запропоновано одночасно враховувати більш детальну модель вагона та багатомасову модель колії, що в попередніх дослідженнях розглядались, як правило, окремо. Математична модель екіпажу розглядається як система з одинадцяти абсолютно твердих тіл, поєднаних між собою різними зв'язками: пружно-в'язкий лінійний (модель Кельвіна-Фойгта), наприклад, в зоні контакту бокової рами та букси (у вертикальному напрямку); пружно-в'язкий нелінійний зв'язок – між кузовом та надресорною балкою в зоні спирання на ковзуни; нелінійний зв'язок типу «сухе тертя» – центральне підвішування. Проаналізувавши конструкцію та характер роботи окремих елементів вагона, було запропоновано врахувати такі особливості: наявність зазорів в ковзунах, які присутні для переважної більшості вантажних вагонів; змінна відстань від кромки спирання п'ятника на підп'ятник до його центру при боковому хитанні кузова вагона; поява відновлювального моменту при боковому хитанні кузова вагона; поява моменту сил сухого тертя в площині спирання п'яти на п'ятник при вилянні надресорних балок, а також дія аналогічних моментів в зоні центрального підвішування та зоні спирання бокових рам візка на букси.

Окрему увагу приділено моделюванню верхньої будови колії. Під одним колесом вагона запропоновано розглядати колію як багатомасова система тіл з параметричними інерційними характеристиками, що пояснюється необхідністю враховувати локальні зміни конструкції з'їздів вздовж колії. Наприклад, коливання маси металеві частини в зоні стрілки та хрестовини, різна довжина та маса підрейкової основи й частини баластного шару. Крім того, сегментація колії на

окремі складові дозволила досліджувати різні типи зв'язків та вплив їх нелінійних характеристик на характер силової динамічної взаємодії.

Об'єднання в єдину систему моделі вагона та колії здійснено за допомогою окремого типу силового зв'язку між колесом та рейкою, зусилля в якому визначається в рамках нелінійної теорії кріпа. При побудові зв'язку враховано можливість виникнення двох точок контакту між колесом та рейкою – на поверхні кочення та на гребні. Нормальні та дотичні компоненти сил взаємодії на гребні виникають тільки після вибору зазору.

Запропоновано використовувати методологію функціонального програмування для побудови динамічних моделей коливань колії та екіпажу. Пропонується представляти окремі складові елементи вирішення задачі динаміки взаємодії у вигляді процедурних блоків, основною функцією яких є надання інтерфейсу для побудови структури моделі без необхідності вдавання в подробиці реалізації – «умовна» інкапсуляція. Так, наприклад, блок створення диференційних рівнянь будь-якого тіла, отримує на «вході» вектори сил та координати точок їх прикладання відносно центра ваги, кути повороту тіла вздовж головних осей, та, безпосередньо, інерційні характеристики самого тіла, а на «виході» автоматично формує лінійні та кутові прискорення – 6 ступенів вільності. Використання такого підходу дозволяє зберегти компактність та безпосередньо зосередитись на детальному представленні моделі, а не на проблемах її реалізації.

Запропонований підхід застосовано для моделювання руху вантажного вагона вздовж колії. Для реалізації використано готовий пакет прикладних програм з відкритим вихідним кодом Scilab. Достовірність теоретично отриманих результатів моделювання підтверджено їх порівнянням з результатами експериментальних досліджень впливу рухомого складу на колію в межах з'єднувальної частини з'їзду.

За допомогою побудованої динамічної моделі взаємодії системи «колія-екіпаж» встановлено найбільш несприятливу схему з'їзду за критеріями міцності та стійкості. Для обраної схеми розраховано значення відхилень, при яких необхідність обмеження швидкості руху поїздів відсутня. Розглянуто окремо

поодинокі нерівності у вертикальній (осідання та перекося) та горизонтальній площинах, а також їх одночасне поєднання. Всі розрахунки щодо визначення значення амплітуди нерівностей (відступів від норм утримання) проведено за допомогою алгоритму, в основі якого лежить метод бінарного пошуку.

Встановлено співвідношення теоретично отриманих відступів у плані та поздовжньому профілі для з'їздів та нормативних вимог для звичайної колії. В результаті було встановлено, що для поодиноких нерівностей існуючі вимоги до стану звичайної колії є аналогічними, і тому можуть бути прийняті і для стрілочного з'їзду. Поєднання вертикальних та горизонтальних нерівностей у межах з'їзду вимагає додаткового обмеження швидкості руху поїздів. На базі виконаних досліджень сформульовано основні вимоги щодо оцінки стану колії та встановленню допустимих швидкостей руху по з'їзду (нормативи утримання).

Для вирішення другої задачі даної дисертаційної роботи, а саме удосконалення конструкції стрілочних з'їздів, в першу чергу досліджено питання впливу порушення епюри укладання брусів на процес збільшення деформацій колії в захрестовинній частині стрілочних переводів. Для цього було застосовано кількісний критерій оцінки – механічна робота вертикальної сили, що викликає динамічний прогин колії.

Наступним кроком проаналізовано розподіл та встановлено найбільш розповсюджену величину міжколійя на магістральних залізницях, де укладено з'їзди. Результати засвідчили домінування міжколійної відстані менше 4,7 м.

Доповнення методики визначення можливості укладання стрілочних переводів у з'їзд (за критерієм встановлення максимально-допустимої довжини останнього бруса, який можна влаштовувати без порушення епюри) дозволило проаналізувати граничні значення міжколійя, у межах якого відсутня проблема накладання брусів та шпал. Співставлення найбільш розповсюдженої величини міжколійя та результатів, отриманих за вищезгаданою методикою, підтвердили наявність проблеми в захрестовинній частині стрілочних переводів.

Для розв'язання проблеми накладання брусів у міжколійї менше 5 м запропоновано використовувати збірну конструкцію підрейкової основи в

захрестовинній частині, яка забезпечує одночасне спірання рейкових ниток бокового та прямих напрямків. Основною перевагою застосування принципу збірності є здатність дискретно трансформувати та підлаштувати підрейкову основу до необхідного міжколійя (з певним кроком, що залежить від марки стрілочного переводу та відстані між осями брусів в захрестовинній частині).

Ключові слова: стрілочний з'їзд, методика вимірювання, взаємодія колії та рухомого складу, нормативи утримання, підрейкова основа, брус, верхня будова колії, напружено-деформований стан.

ABSTRACT

Tokariiev S. O. Improvement of the maintenance standard and design of railway crossovers. – The qualification scientific work on the manuscript.

Thesis in support for a Candidate of Technical Science degree, specialty 05.22.06 – railway track. – Academician V. Lazaryan Dnipro National University of Railway Transport, Dnipro, 2020.

The aim of this work is an improvement of the maintenance standards and design of railway crossovers which will reduce the rolling stock impact on track and increase the train traffic safety.

The causes analysis of traffic accidents during movement along crossovers both passenger and freight trains (even with low speeds) motivated track specialists to introduce a method for monitoring the position of railway crossovers in terms of a distance between the centers of turnouts. But at the same time, the proposed method doesn't allow to control the lateral displacement of turnout and its rotation around the center. Moreover, this method doesn't give answers on the permissible train speed question.

At crossovers, in addition to the above, there is another unresolved problem. Its essence is as follows: turnout is supplied with standard length beams in block behind the frog, but turnouts are set into non-standard conditions - all the intertrack distances and the crossover shape are different and when two turnouts are concluded in the crossover, the beams are superimposed on each other. In order to lay them down, the track facilities

workers are forced to violate the distance between beams leading to excessive stresses in permanent way and appearance of the premature failures.

At present work the theoretically possible installation schemas of two turnouts in a single crossover were analyzed. Found that according to the plan of the adjacent tracks, tangent of crossing angle and the plan of the connecting part, the total number of single crossovers reaches to 40 various combinations. The presence of such a variety of geometric shapes and sizes contradicts the general principle of universality, which is widely used on Ukrainian railways. It becomes logical that to take into account the entire spectrum of various crossover parameters, it is enough to carry out all developments (the maintenance standards, design, etc.) for the most unfavorable conditions - the various angles of the frogs, the presence of curvilinear section following after the frog part, the crossover location between non-parallel tracks, etc. Thus, the obtained values of parameters will have an additional safety factor for all other crossover combinations.

Analysis of the theoretical and experimental studies of the track and wagon interaction dynamics both in the area of turnouts and within straight and curved sections (as an analogue of the connecting part of crossovers) showed that the overwhelming majority of models are devoted to either determining the dynamic characteristics of the railway carriage (it's quite the spatial model of the car is described in detail, and the track is considered as a mass concentrated at a point, or even as an inertialess structure), or an assessment of the reliability and safe operation of a railway track (in this case the track superstructure can be represented as a complex multicomponent structure of bodies, and the influence of the sprung and unsprung parts of the rolling stock is simulated by applying a concentrated vertical dynamic force to the rail, i.e. without taking into account the main railway carriage vibrations).

Based on the causes analysis of the traffic accidents occurrence within the crossovers and taking into account the lack of a method for establishing the permissible speed of movement along them, it is proposed to evaluate the position in lateral direction by ordinates measured from the baseline and subsequently adapted to the difference in adjacent bending arrows. Using this measurement technique, the crossovers conditions on Ukrainian railways was analyzed: 23% of cases require speed limits, 8% - traffic

closures. The standard requirements used to estimate the deviations in plan are designed for a normal track, and therefore do not take into account a number of crossovers features design - the presence of a sharp change in curvature of the track in the absence of the superelevation; combination of sections with different stiffness and mass of the metal part, under-rail base, etc.

The detailing necessity of a carriage model for a more adequate reflection of the vibrations nature of the sprung and unsprung parts has been substantiated. A mathematical model of a railway carriage is considered as a system with eleven absolutely rigid bodies, interconnected by the following links: elastic-viscous linear, for example, in a contact zone of a side frame and an axle box (in vertical direction); elastic-viscous nonlinear link – between a car body and a bogie bolster in the area of support on the side bearers; nonlinear connection of the “dry friction” type – in a central suspension. After design analyzing and nature of the work of the car body individual elements, it was proposed to take into account the following features: the presence of gaps in the side bearers; variable distance from the edge of the center plate to its middle during lateral rolling of a car body; an appearance of the recovery moment during lateral rolling of a car body; an appearance of a moment of dry friction forces in the plane of the center plate while the bolsters are yawing, as well as the effect of similar moments in a central suspension zone and a support zone of the bogie side frames on the axle boxes.

Particular attention is paid to permanent way modeling. Under one wheel of a carriage, it is proposed to consider a track as a multi-mass system of bodies with parametric inertial characteristics, explained by the need to take into account local changes in the design of crossovers along the track. For example, the metal part mass fluctuations in a zone of a switch blade and a frog, different lengths and weights of the sub-rail base and part of the ballast layer. In addition, a track segmentation into the separate components made it possible to study various types of connections and their influence of nonlinear characteristics on force dynamic interaction.

A carriage-track model integration into a single system is carried out by means of a different link type between wheel and rail, where the force is defined in a context of the nonlinear creep theory. The link takes into account the possibility of two contact points

between wheel and rail – on tread and flange surfaces. Normal and tangential components of the forces on the flange occur only after the gap is equal to zero.

It was proposed to use a functional programming methodology for constructing dynamic models of track and vehicle vibrations. It is proposed to represent the individual constituent elements of solving the interaction dynamics problem in the form of procedural blocks, the main function of which is to provide an interface for building the main structure of a model without needing to dive in an implementation details - “conditional” encapsulation. So, for example, a block which is responsible for creating differential equations of any body receives as an "input" the force vectors and point coordinates of their application relative to the center of gravity, the rotation angles of the body along the main axes, and, directly, the inertial characteristics of the body itself, and as an "output" automatically generates linear and angular acceleration – 6 degrees of freedom. Using this approach allows you to keep it compact and focus directly on the detailed model presentation rather than on implementation issues.

The proposed approach was used to simulate the movement of a freight car along a track. For implementation, Scilab was used – an open source software for numerical computation. A reliability of the theoretically obtained results was confirmed by their comparison with the experimental research results of a rolling stock influence on the track within the connecting part of crossovers.

Using the constructed dynamic model of the track and the rolling stock interaction, the most unfavorable crossover scheme was established according to the strength and stability criteria. For the selected scheme, the values of deviations from the maintenance standards were calculated, at which there is no need to limit the train speed. Single irregularities in a vertical and horizontal level, as well as their simultaneous combination, are considered. All calculations for determining an amplitude and length of the irregularities (deviations from the maintenance standard) were carried out using an algorithm based on a binary search.

The ratio of the theoretical obtained deviations in horizontal and vertical directions for the crossovers and the normative requirements for a simple railway track has been established. As a result, it was found that for single irregularities, the existing

requirements for the condition of a conventional track are similar for the crossovers. The combination of vertical and horizontal irregularities within the crossover requires more stringent requirements for the permissible train speed. Based on the research results the main requirements for assessing the track condition and establishing the permissible train speeds of movement along the crossovers (maintenance standards) were formulated.

To solve the second key problem of this thesis, namely the improvement of the design of railway crossovers, the intertrack space distribution was analyzed and the most common value of the intertrack distance (where crossovers on the main railways were installed) was established. The results showed a dominance of the intertrack distance of less than 4.7 m.

The addition of the methodology for determining the possibility of laying turnouts into the crossover made it possible to analyze the limiting values of the intertrack space, within which there is no problem of overlapping sleepers of the straight and lateral directions. Comparison of the most common intertrack distance and the obtained results by the above method confirmed the presence of a problem in section following after the frog part of the turnouts.

To solve the overlapping sleepers problem in a intertrack space less than 5 m, it was proposed to use a collecting under-rail base in section following after the frog part, which provides simultaneous supporting of the straight and lateral direction rails. The main advantage of using the collect principle is the ability to discretely transform and adjust the under-rail base for the required intertrack distance (with a certain step, depends on a tangent of turnout crossing angle and the distance between the sleepers in section following after the frog part).

Keywords: railway crossover, measurement technique, rolling stock-track interaction, maintenance standard, under-rail base, beam, permanent way, stress-strain state.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Основні положення і результати дисертації опубліковані у виданнях, які індексовані в Index Copernicus і є фаховими:

1. Арбузов М. А. Експериментальні дослідження взаємодії колії та рухомого

складу в межах з'їзду / М. А. Арбузов, О. М. Патласов, С. О. Токарев // Наука та прогрес транспорту. – 2016. – № 5 (65). – С. 64-78. – doi 10.15802/stp2016/84013.

2. Патласов О. М. Розрахунок елементів з'єднання збірною дерев'яного бруса для стрілочних переводів / О. М. Патласов, С. О. Токарев // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 6 (60). – С. 88–100. – doi: 10.15802/stp2015/57029.

3. Patlasov O. M. Establishment of the permissible train speed on the curved turnouts / O. M. Patlasov, S. O. Tokariev, Ye. O. Patlasov // Science and Transport Progress. – 2016. – № 2 (62). – P. 98-108. – doi: 10.15802/stp2016/67318.

4. Patlasov O. M. The measurement methodology improvement of the horizontal irregularities in plan / O. M. Patlasov, S. O. Tokariev // Science and Transport Progress. – 2015. – № 4 (58). – P. 121-131. doi: 10.15802/stp2015/49219.

у фахових виданнях:

5. Рибкін В. В. Збірний залізобетонний брус для стрілочних з'їздів між паралельними коліями / В. В. Рибкін, С. О. Токарев // Збірник наукових праць Донецького ін-ту залізн. тр - ту. – Донецьк, 2012. – Вип. 31. – С. 212-218.

6. Рибкін В. В. Історичний аналіз теоретичних та експериментальних досліджень динаміки колії, стрілочних переводів та рухомого складу / В. В. Рибкін, П. В. Панченко, С. О. Токарев // Збірник наукових праць Донецького ін-ту залізн. тр-ту. – Донецьк, 2012. – Вип. 32. – С. 277-288.

Додаткові праці, що є нормативними документами АТ Укрзалізниці:

7. Методика контролю положення стрілочного з'їзду у плані: СТП 06-001:2015 / В. В. Рибкін, М. А. Арбузов, П. В. Панченко, С. О. Токарев. – Київ: Державна адміністрація залізничного транспорту України, 2015. – 10 с.

тези доповідей та матеріали міжнародних науково-практичних конференцій:

8. Арбузов М. А. Експериментальні дослідження взаємодії колії та рухомого складу в межах з'єднувальної частини стрілочних з'їздів / М. А. Арбузов, О. М. Патласов, С. О. Токарев // Тези доповідей на XIV Міжнародній конференції «Проблеми механіки залізничного транспорту: Безопасность движения,

динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение», 25-27.05.2016. – Дніпропетровськ, 2016. – С. 16.

9. Патласов О. М. Аналіз впливу локальних та регулярних геометричних нерівностей колії на умови взаємодії з рухомим складом в межах стрілочного з'їзду / О. М. Патласов, С. О. Токарєв // Тези доповідей на VI Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд та будівель на залізничному транспорті», 19-21.04.2017. – Харків: УкрДУЗТ, 2017. – 214-216 с.

10. Патласов О. М. Особливості взаємодії колії та рухомого складу в межах з'єднувальної частини стрілочних з'їздів / О. М. Патласов, С. О. Токарєв // Тези доповідей на 75 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту», 14-15.05.2015. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2015. – 248-249 с.

11. Патласов О. М. Удосконалення конструкції підрейкової основи з'єднувальної частини стрілочних з'їздів / О. М. Патласов, С. О. Токарєв // Тези доповідей на 75 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту», 14-15.05.2015. – Дніпропетровськ, ДНУЗТ, 2015. – 249-250 с.

12. Рибкін В. В. Аналіз положення стрілочних з'їздів на залізницях України / В. В. Рибкін, П. В. Панченко, С. О. Токарєв // Проблеми взаємодії колії та рухомого складу: праці Міжнародної науково-практичної конференції, яка присвячена 100-річчю професора Мойсея Абрамовича Фрішмана, 19-20.09.2013. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2013. – С. 69.

патенти:

13. Пат. 80833 Україна, МПК E01BB 7/00. Збірний залізобетонний брус / Токарєв С. О., Віблей Б. М.; власник Токарєв С. О. – № u201215030; заявл. 27.12.2012; опублік. 10.06.2013, Бюл. № 11. – 3 с.

ЗМІСТ

ВСТУП	18
РОЗДІЛ 1	
АНАЛІЗ РОЗВИТКУ НОРМАТИВІВ УТРИМАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ	
СТРІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ	26
1.1 Аналіз схем укладання та конструкцій стрілочних з'їздів	27
1.1.1 Схеми укладання.....	27
1.1.2 Аналіз конструкцій	30
1.2 Аналіз розвитку теоретичних та експериментальних досліджень	
взаємодії колії та рухомого складу.....	35
1.3 Вплив стану стрілочних з'їздів на появи транспортних подій	47
1.4 Висновки до розділу	48
РОЗДІЛ 2	
РОЗРОБКА МЕТОДИКИ КОНТРОЛЮ ПОЛОЖЕННЯ СТРІЛОЧНИХ	
З'ЇЗДІВ У ПЛАНІ	51
2.1 Методика вимірювань геометричного положення стрілочних	
з'їздів у плані	51
2.1.1 Аналіз можливих методів вимірювань	51
2.1.1.1 Тахеометрична зйомка	52
2.1.1.2 Оцінка відхилення відстані між центрами стрілочних	
переводів	52
2.1.1.3 Оцінка положення стиків з'єднувальної частини за	
допомогою діагоналей прямокутника.....	54
2.1.1.4 Метод лінійних засічок	55
2.1.1.5 Оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що	
розбита на узбіччі.....	56
2.1.1.6 Оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що	
розбита по прямому напрямку стрілочного переводу.....	57
2.1.1.7 Визначення кутів у плані	57
2.1.1.8 Оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що	
проходить через центри стрілочних переводів	58

2.1.2 Обґрунтування для розробки нової методики	58
2.2 Апробація методики вимірювань геометричного положення з'їзду у плані	61
2.3 Застосування методики вимірювання ординат від базисної лінії для встановлення допустимої швидкості руху по криволінійним стрілочним переходам	66
2.4 Висновки до розділу	70
РОЗДІЛ 3	
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІЇ ТА РУХОМОГО СКЛАДУ В МЕЖАХ З'ЇЗДУ	
3.1 Удосконалення математичної моделі взаємодії колії і рухомого складу в межах з'їзду	73
3.1.1 Особливості моделювання взаємодії колії і рухомого складу в межах з'їздів	73
3.1.1.1 Вплив горизонтальних нерівностей колії	74
3.1.1.2 Вплив вертикальних нерівностей колії	77
3.1.2 Розрахункова схема	78
3.1.2.1 Розрахункова модель вагона	80
3.1.2.2 Розрахункова модель колії.....	81
3.1.2.3 Ступені вільності динамічної системи	90
3.1.3 Удосконалення математичної моделі просторових коливань вантажного вагона на візках ЦНИИ-ХЗ (модель 18-100)	91
3.1.3.1 Принцип створення диференційних рівнянь динамічної системи	91
3.1.3.2 Моделювання зв'язків між тілами системи	93
3.1.3.3 Диференційні рівняння взаємодії колії в межах стрілочного з'їзду та вантажного вагона.....	97
3.2 Обґрунтування вибору програмного забезпечення для розв'язання систем диференційних рівнянь.....	101
3.3 Практична реалізація динамічної моделі взаємодії	106
3.4 Висновки до розділу	108

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ВИЗНАЧЕННЮ ВПЛИВУ РУХОМОГО СКЛАДУ НА КОЛІЮ В МЕЖАХ СТРІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ	110
4.1 Програма та методика проведення експерименту.....	110
4.1.1 Визначення мінімально необхідної кількості поїздок	111
4.1.2 Дослідні ділянка та поїзд	113
4.1.3 Методика встановлення вимірювальних приладів.....	117
4.2 Аналіз результатів експериментальних даних.....	118
4.2.1 Методика обробки результатів.....	118
4.2.2 Напруження в кромках подошви рейок	120
4.2.3 Вертикальні сили, що передаються від коліс на рейки	124
4.2.4 Горизонтальні сили, що передаються від коліс на рейки.....	127
4.2.5 Вертикальні переміщення брусів	133
4.3 Верифікація математичної моделі за результатами експериментальних досліджень.....	135
4.4 Висновки до розділу	141

РОЗДІЛ 5

УДОСКОНАЛЕННЯ НОРМАТИВІВ УТРИМАННЯ СТРІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ	142
5.1 Критерії для встановлення нормативів.....	143
5.1.1 Параметри міцності елементів стрілочного з'їзду	144
5.1.2 Параметри стійкості рухомого складу в межах з'їзду	144
5.2 Методика розробки нормативів.....	145
5.3 Визначення найбільш несприятливої схеми з'їзду та стану колії захрестовинної частини	148
5.4 Встановлення допустимих відхилень з'єднувальної частини стрілочних з'їздів	154
5.4.1 Допустимі відхилення у плані.....	155
5.4.2 Допустимі відхилення у поздовжньому профілі	156
5.5 Встановлення ступенів відступів від норм утримання у плані та поздовжньому профілі	156

5.6 Висновки до розділу	158
РОЗДІЛ 6	
УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СТРІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ.....	160
6.1 Розробка підрейкової основи для з'єднувальної частини	165
6.1.1 Збірні дерев'яні бруси	165
6.1.2 Збірні залізобетонні бруси	166
6.2 Раціональна схема розкладки брусів захрестовинної частини стрілочних з'їздів	167
6.3 Збірна конструкція стрілочного з'їзду.....	170
6.4 Висновки до розділу	170
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	172
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	175
ДОДАТОК А.....	191
ДОДАТОК Б	193
ДОДАТОК В.....	195
ДОДАТОК Г	197
ДОДАТОК Д.....	198
ДОДАТОК Е	201
ДОДАТОК Ж.....	211
ДОДАТОК К.....	214
ДОДАТОК Л.....	224
ДОДАТОК М.....	232
ДОДАТОК Н.....	235
ДОДАТОК П.....	236
ДОДАТОК Р	245
ДОДАТОК С	247

ВСТУП

Актуальність теми. Залізничний транспорт як в Україні, так і в більшості інших країнах світу, забезпечує сталий розвиток і функціонування економіки. Значна частина пасажиро- і вантажообігу країни припадає саме на залізничний транспорт. Завдяки розгалуженій мережі задовольняються потреби в пасажирських перевезеннях і суспільного виробництва у внутрішньо- та у зовнішньодержавних сполученнях.

Безперебійну роботи транспортної системи забезпечує її інфраструктура, основною частиною якої є залізнична колія, як комплекс інженерних споруд. Залізнична колія постійно знаходиться під впливом рухомого складу та кліматичних умов, і повинна виконувати всі покладені на неї функції постійно та безперебійно. Саме від стану колійної інфраструктури залежить допустима швидкість та безпека руху поїздів, пропускна і провізна спроможність, ефективне використання рухомого складу.

Ключовою складовою залізничної колії є спеціальні конструкції – стрілочні з'їзди, які забезпечують перевід залізничного рухомого складу з однієї сусідньої колії на іншу.

Аналіз матеріалів розслідувань причин сходів як пасажирського, так і вантажного рухомого складу з рейок на стрілочних з'їздах спонукав фахівців колійного господарства до введення методики контролю положення стрілочних з'їздів у плані по відстані між центрами стрілочних переводів, з огляду на те, що застосування загальноприйнятого методу стріл є неможливим. Так були внесені відповідні зміни до нормативів утримання колії, що відображені в п. 3.9.4 Інструкції з улаштування та утримання колії залізниць України (ЦП/0269). Проте така методика не дозволяє в повному обсязі контролювати положення стрілочних з'їздів у плані: локальні геометричні нерівності, а також поперечні та кутові переміщення стрілочних переводів відносно їх центрів також даною методикою не контролюються.

Здебільшого поява переміщень стрілочних переводів, що входять до складу з'їзду, відносно їх центрів виникала в наслідок укладання колійними машинними

станціями (КМС) переводів без проекту. В останні роки технічна документація на переукладання з'їздів розробляється у повному обсязі. Але проблема вже з'явилась і залишається на коліях залізниць України. Тому сьогодні постало актуальне питання щодо допустимих швидкостей руху по стрілочних з'їздах, які укладені без відповідної проектною документації та мають геометричні нерівності. Очевидно, що пункт 3.9.4 Інструкції ЦП/0269 відповіді на таке питання не дає.

На стрілочних з'їздах існує також проблема конструкції, що не вирішена на залізницях України, і полягає вона в наступному: стрілочний перевід постачається з брусами захрестовинного блоку стандартної довжини, а вкладаються стрілочні переводи в нестандартні умови – всі міжколійя та форма з'їзду відрізняються і при укладанні двох переводів у з'їзд відбувається накладання брусів та шпал один на одного. На закордонних залізницях дану проблему вирішують шляхом розробки індивідуальних проектів виготовлення та укладання стрілочних з'їздів на суцільній підрейковій основі (зі збірними конструкціями брусів). На вітчизняних залізницях працівники колійного господарства вимушені порушувати епюру, що призводить до надмірних напружень в елементах верхньої будови колії, і відповідно, до зростання деформацій колії та появи передчасних відмов. Тому сьогодні є актуальним і питання удосконалення конструкції стрілочних з'їздів.

Таким чином, методика оцінки положення стрілочних з'їздів у плані, що надасть можливість встановити допустиму швидкість руху поїздів, та удосконалення нормативів утримання, які будуть враховувати стан стрілочних з'їздів не лише у плані, а й в поздовжньому профілі, а також вдосконалення конструкції з'їзду в цілому є актуальними питаннями колійного господарства, вирішення яких дозволить підвищити рівень безпеки руху поїздів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконана відповідно до головних напрямків розвитку залізничного транспорту України, які сформульовано в «Стратегічному плані розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року» [117]. Обраний напрямок досліджень пов'язаний з планом та виконанням науково-дослідних робіт Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені

академіка В. Лазаряна в напрямку удосконалення нормативів утримання стрілочних з'їздів при експлуатації та розробки технічної документації. Автор приймав участь як співвиконавець в науково-дослідній роботі, що виконувалась за завданням Державної адміністрації залізничного транспорту України: «Проведення досліджень відступів між центрами стрілочних переводів та розробка нормативів при експлуатації» (державний реєстраційний номер 0114U002416, договір № 6.3-26/2013-ЦТех-88/2013-ЦЮ від 25.06.2013), а також у розробці стандарту «Методика контролю положення стрілочного з'їзду у плані» СТП 06-001:2015, який прийнято та надано чинності наказом Укрзалізниці від 27.07.15 року № 243-Ц/од. Також автор був відповідальним співвиконавцем в науково-дослідній роботі, що виконувалась на замовлення Товариства з обмеженою відповідальністю з іноземними інвестиціями «Трансінвестсервіс» на тему: «Розробка технічних умов на укладання з'їзду на залізобетонних брусах у міжколійному просторі розміром 4,8 м з використанням стрілочних переводів типу Р65 марки 1/11 проекту 1740.00.000;(01)» (державний реєстраційний номер 0116U006845, договір № РД/01/0885 від 19.02.2016).

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є удосконалення нормативів утримання та конструкції стрілочних з'їздів, що дозволить встановити допустиму швидкість та підвищити безпеку руху поїздів на стрілочних з'їздах.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Встановити основні тенденції розвитку конструкції стрілочних з'їздів та існуючих нормативів їх утримання, а також проаналізувати проведені раніше дослідження з питань взаємодії колії та рухомого складу в межах з'їздів.

2. Розробити методику контролю та дослідити сучасний геометричний стан стрілочних з'їздів на залізницях України.

3. Удосконалити математичну модель взаємодії рухомого складу та колії у межах стрілочного з'їзду з врахуванням геометричних та механічних особливостей даної конструкції та екіпажу.

4. Провести експериментальні дослідження на стрілочному з'їзді для якісної та кількісної верифікації математичної моделі з метою її подальшого застосування у теоретичних розрахунках.

5. Удосконалити нормативи утримання стрілочних з'їздів у плані та поздовжньому профілі.

6. Дослідити питання впливу порушення епюри укладання брусків на процес збільшення деформацій колії в захрестовинній частині стрілочних переводів.

7. Розглянути питання взаємного впливу геометричних параметрів з'їзду на вибір методики його розрахунку.

Об'єкт дослідження – процес взаємодії у межах з'їзду залізничної колії та рухомого складу.

Предмет дослідження – нерівності залізничної колії на стрілочному з'їзді.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених задач у роботі використано: методи аналітичної механіки та теорії пружності – для формування диференціальних рівнянь динамічної взаємодії у межах з'їзду колії та рухомого складу; методи обчислювальної математики – для чисельного інтегрування системи нелінійних диференціальних рівнянь та апроксимації вимірних значень геометричного положення стрілочних з'їздів; експериментальні методи з використанням тензометричних датчиків та апаратури з аналого-цифровим перетворенням електричних сигналів – для визначення динамічних показників напружено-деформованого стану залізничної колії у межах з'їздів під дією рухомого складу; методи теорії ймовірностей і математичної статистики – для обробки та аналізу результатів вимірювань геометричного стану стрілочних з'їздів, а також проведених експериментальних досліджень; методи функційного програмування – для практичної реалізації математичної моделі взаємодії колії та рухомого складу.

Теоретичні дослідження та статистична обробка даних виконані з використанням пакету прикладних математичних програм з відкритим середовищем для інженерних та наукових розрахунків Scilab та відкритого пакету офісних додатків OpenOffice на базі ПЕОМ.

Наукова новизна одержаних результатів

Вперше:

- встановлено залежність між експлуатаційною швидкістю руху поїздів по з'їзду та нерівностями у плані, що визначаються шляхом вимірювання ординат від базисної лінії;

Удосконалено:

- багатомасову нелінійну математичну модель динамічної взаємодії на стрілочних з'їздах залізничної колії та рухомого складу, що одночасно враховує конструктивні та механічні особливості останніх. Запропонований підхід дозволив більш точно дослідити характер силового впливу рухомого складу на колію, що було підтверджено якісним та кількісним збігом результатів експериментальних та теоретичних досліджень;

- методику розрахунку допустимої швидкості руху для звичайних та криволінійних стрілочних переводів, яка враховує наявність горизонтальних нерівностей та дозволяє надати рекомендації щодо подальшої експлуатації даних ділянок колії

Набула подальший розвиток:

- методика розрахунку з'їздів, що доповнена перевіркою перетинання торців брусів бокового та прямих напрямків. Запропоновані доповнення надають можливість на етапі проектування визначити максимальну довжину брусів, що розміщуються без порушень епюри, і дозволяє зменшити витрати, пов'язані з транспортуванням та укладанням.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що отримані в роботі наукові положення та результати дозволяють вирішити важливу науково-практичну задачу колійного господарства – підвищення безпеки руху поїздів у межах стрілочних з'їздів шляхом удосконалення нормативів їх утримання та конструкції. Нові підходи та пропозиції використані під час розробки нормативного документа АТ «Укрзалізниця», а саме «Методика контролю положення стрілочного з'їзду у плані» (СТП 06-001:2015).

Отримані в роботі результати експериментальних досліджень були використані під час розробки технічних умов на укладання стрілочного з'їзду в рамках виконання науково-дослідної роботи «Розробка технічних умов на укладання з'їзду на залізобетонних брусах у міжколіїному просторі розміром 4,8 м з використанням стрілочних переводів типу Р65 марки 1/11 проекту 1740.00.000;(01)» (ДР № 0116U006845) на замовлення ТОВ «ТрансІнвестСервіс».

Більшість викладених у дисертації теоретичних положень та практичних рекомендацій впроваджено в навчальний процес під час викладання дисциплін «Залізнична колія» та «Конструкції стрілочних переводів в особливих умовах» при підготовці бакалаврів та магістрів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» за освітньою програмою «Залізничні споруди та колійне господарство», а також під час підвищення кваліфікації фахівців колійного господарства в Навчально-науковому центрі розвитку професійної освіти Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, що підтверджується актами про впровадження результатів дисертації

Особистий внесок здобувача. Постановка мети та задач дослідження виконані спільно з науковим керівником. Основні наукові положення, результати теоретичних та експериментальних досліджень, що викладені в дисертаційній роботі, отримані особисто автором. У наукових працях, що опубліковані в співавторстві, особистий внесок автора наступний: [106] – аналіз проведених раніше досліджень вітчизняними та закордонними вченими з питань взаємодії колії та рухомого складу в прямих та на стрілочних переводах; [141] – проаналізовано методики оцінки стану як стрілочного з'їзду, так і коротких кривих у плані та запропоновано алгоритм перетворення ординат, виміряних від базисної лінії до стріл вигину; [83] – запропоновано методику встановлення допустимої швидкості руху в межах з'їзду за результатами вимірювання ординат; [104] – статистична обробка результатів вимірювання положення стрілочних з'їздів у плані на залізницях України; [96] – обґрунтовано особливості, які необхідно врахувати для удосконалення математичної моделі взаємодії колії на стрілочних з'їздах та рухомого складу; [7-8] – організація та проведення експериментальних досліджень,

а також статистична обробка та оцінка напружено-деформованого стану колії у межах з'їзду з метою подальшого підтвердження адекватності удосконаленої математичної моделі; [95] – проведення теоретичних досліджень з метою визначення найбільш несприятливих співвідношень та величин локальних та регулярних геометричних нерівностей рейок на з'їздах; [140] – сформульовано основні критерії, які впливають на встановлення допустимої швидкості руху поїздів вздовж стрілочних переводів та пересічень колії, а також запропоновано методику визначення допустимої швидкості руху за критерієм допустимих прискорень та зміни непогашених прискорень з використанням вимірних ординат від базисної лінії; [93, 98] – описано пропозиції щодо використання залізобетонної конструкції підрейкової основи на стрілочних з'їздах; [97] – запропонована конструкція збірного дерев'яного бруса з обґрунтуванням геометричних розмірів елементів з'єднання та проведення відповідних теоретичних розрахунків; [105] – доповнення методики розрахунку з'їздів перевіркою максимально-можливої довжини брусів, які можна розташувати в межах захрестовинних блоків стрілочного з'їзду без порушення епюри укладання.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертації доповідались на: Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми взаємодії колії та рухомого складу», яка присвячена 100-річчю професора Мойсея Абрамовича Фрішмана (Дніпропетровськ, ДНУЗТ, вересень 2013 р.); 75-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми и перспективы развития железнодорожного транспорта» (Дніпропетровськ, ДНУЗТ, травень 2015 р.); XIV Міжнародній конференції «Проблеми механики железнодорожного транспорта» (Дніпропетровськ, ДНУЗТ, травень 2016 р.); VI Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд та будівель на залізничному транспорті» (Харків, УкрДУЗТ, квітень 2017 р.).

В повному обсязі дисертаційна робота доповідалась на науково-практичному міжкафедральному семінарі кафедр «Колія та колійне господарство», «Проектування і будівництво доріг», «Мости та тунелі» та «Безпека життєдіяльності»

Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна 25 червня 2020 р.

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи викладено у 13 наукових працях і матеріалах конференцій: 6 основних праць, з них: 4 – статті, що індексуються в міжнародній наукометричній базі Index Copernicus і є фаховими, 2 – статті у фахових виданнях; і 7 додаткових, з них: 1 – нормативний документ Департаменту колії та споруд АТ «Укрзалізниця», 5 – тези доповідей та матеріали конференцій, 1 – патент на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг складає 248 сторінки друкованого тексту, в тому числі: 107 рисунків на 94 сторінках, 27 таблиць на 25 сторінках, список літератури з 142 найменувань на 15 сторінках та 14 додатків на 57 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ РОЗВИТКУ НОРМАТИВІВ УТРИМАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ СТРІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ

Стрілочний з'їзд, як спеціальна конструкція залізничної колії, повинен забезпечувати безпечний та безперебійний рух поїздів зі встановленими швидкостями незалежно від кліматичних, експлуатаційних та інших умов, що впливають на роботу даної конструкції в цілому.

Стрілочний з'їзд (рис. 1.1) – це з'єднання двох прилеглих колій за допомогою бокових напрямків стрілочних переводів, обернених один до одного хвостами хрестовин, та з'єднувальної колії між ними. Завдяки такій специфічній конструкції у межах з'їзду умови проходження та взаємодії рухомого складу значним чином відрізняються від аналогічного руху вздовж звичайної колії. Невипадково, що під час проведення випробувань нового або модернізованого рухомого складу, як одну з найнесприятливіших для досліджень, обирають ділянку зі стрілочними переводами, що укладені у з'їзд [110].



Рис. 1.1. Конструкція схеми з'їзду

Більш важкі умови, які зумовлені геометричними і конструктивними особливостями стрілочних переводів, що утворюють з'їзд, призводять до більш інтенсивного накопичення залишкових деформацій як у плані, так і в поздовжньому профілі.

Стрілочний з'їзд, в кожному конкретному випадку – це індивідуальна конструкція. В той же час загальноприйнятою практикою як на мережі залізниць України, так і на залізницях пострадянського простору, є застосування принципу універсальності, тобто застосування якомога менше нових конструктивних рішень

та схем укладання. Для всебічної оцінки доцільності застосування методу універсальності, в першу чергу, слід проаналізувати схеми та конструкції стрілочних з'їздів.

1.1 Аналіз схем укладання та конструкцій стрілочних з'їздів

1.1.1 Схеми укладання

За схемою укладання з'їзди поділяються наступним чином [60]:

а) між паралельними коліями:

- звичайні з хрестовинами однакових марок;
- скорочені з хрестовинами однакових марок без прямої вставки;
- скорочені з хрестовинами однакових марок з прямої вставки;
- звичайні з хрестовинами різних марок;
- скорочені з хрестовинами різних марок з прямою вставкою;

б) між непаралельними коліями:

- звичайні з хрестовинами різних марок;
- скорочені з хрестовинами різних марок з прямою вставкою;

в) в кривих ділянках колії:

- між концентричними кривими;
- між кривими і прямими коліями.

Більш детальний аналіз схем укладання дозволяє сформулювати узагальнену схему з'їзду (рис. 1.2), яка поєднує всі теоретично можливі геометричні параметри у плані.

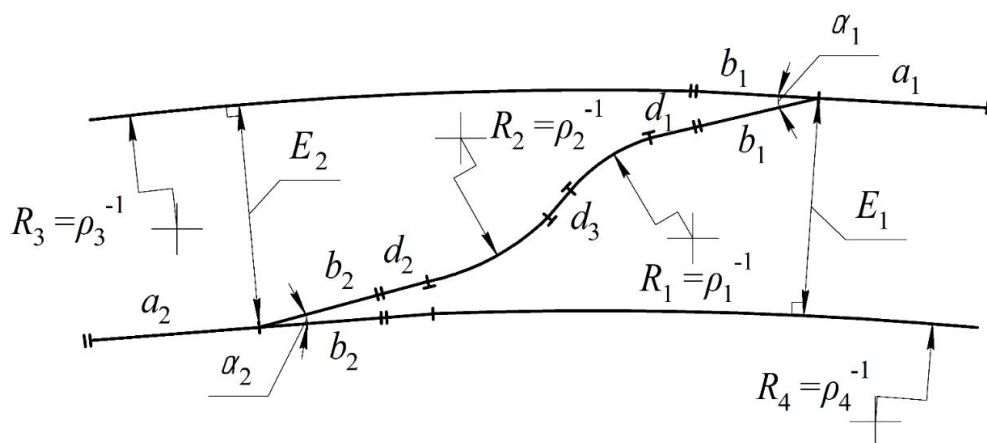


Рис. 1.2. Загальна схема з'їзду

На рис. 1.2 позначено наступне:

E_i – відстань між осями колій (міжколійя);

a_i – відстань від переднього стика рамної рейки до центру стрілочного переводу;

b_i – відстань від центру стрілочного переводу до заднього вильоту хрестовини;

d_i – пряма вставка;

$R_1 (\rho_1), R_2 (\rho_2)$ – радіуси (кривизна) кривих в з'єднувальній частині з'їзду;

$R_3 (\rho_3), R_4 (\rho_4)$ – радіуси (кривизна) прилеглих колій;

α_i – кут хрестовини, який визначається як:

$$\alpha_i = \operatorname{tg} \left(\frac{1}{N_i} \right), \quad (1.1)$$

де N_i – показник марки хрестовини стрілочного переводу.

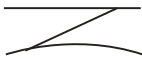
Беручи до уваги загальну схему (див. рис. 1.2), пропонується класифікувати схеми укладання з'їздів наступним чином:

- за планом прилеглих колій (табл. 1.1);

Таблиця 1.1 – Класифікація за планом прилеглих колій

№ п/п	Схематичне зображення	Умова	Перша частина назви
1	2	3	4
1		$(\rho_3 < 1/4000) \wedge (\rho_4 < 1/4000) \wedge (E_1 = E_2)$	між паралельними коліями
2		$(\rho_3 < 1/4000) \wedge (\rho_4 < 1/4000) \wedge (E_1 \neq E_2)$	між непаралельними коліями
3		$(\rho_3 \geq 1/4000) \wedge (\rho_4 \geq 1/4000) \wedge [(E_1 = E_2) \vee (E_1 \neq E_2)] \wedge (\pm \rho_3^* \wedge \pm \rho_4)$	між кривими, радіуси кривизни яких спрямовані в одному напрямку
4		$(\rho_3 \geq 1/4000) \wedge (\rho_4 \geq 1/4000) \wedge [(E_1 = E_2) \vee (E_1 \neq E_2)] \wedge (\mp \rho_3 \wedge \pm \rho_4)$	між кривими, радіуси кривизни яких спрямовані в різному напрямку

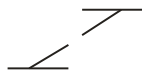
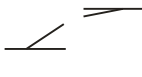
Закінчення таблиці 1.1

1	2	3	4
5		$\{[(\rho_3 < 1/4000) \wedge (\rho_4 \geq 1/4000)] \vee [(\rho_3 \geq 1/4000) \wedge (\rho_4 < 1/4000)]\} \wedge [(E_1 = E_2) \vee (E_1 \neq E_2)]$	між кривою і прямою коліями

Примітка: «+» - для опуклої функції $R = f(x)$ (на площині);
«-» - для увігнутої функції $R = f(x)$ (на площині).





- за маркою хрестовин стрілочних переводів, які утворюють з'їзд (табл. 1.2);

Таблиця 1.2 – Класифікація за маркою хрестовин стрілочних переводів

№ п/п	Схематичне зображення	Умова	Друга частина назви
1		$N_1 = N_2$ (див. формулу (1.1))	з хрестовинами однакових марок
2		$N_1 \neq N_2$	з хрестовинами різних марок

- за планом з'єднувальної колії (рис. 1.3);

Таблиця 1.3 – Класифікація за планом з'єднувальної частини

№ п/п	Схематичне зображення	Умова	Третя частина назви
1		$(1/R_1 < 1/4000) \wedge (1/R_2 < 1/4000)$	звичайний прямолінійний
2		$[(1/R_1 < 1/4000) \wedge (1/R_2 \geq 1/4000)] \vee [(1/R_1 \geq 1/4000) \wedge (1/R_2 < 1/4000)]$	звичайний криволінійний
3		$(1/R_1 \geq 1/4000) \wedge (1/R_2 \geq 1/4000) \wedge (d_3 = 0)$	скорочений без прямої вставки
4		$(1/R_1 \geq 1/4000) \wedge (1/R_2 \geq 1/4000) \wedge (d_3 \neq 0)$	скорочений з прямою вставкою

Використовуючи конкатенацію одного рядку в четвертих стовпчиках табл. 1.1 - 1.3, можна сформулювати назву схеми укладання:

$$A = a_{i,4} \cdot \langle \rangle \cdot b_{j,4} \cdot \langle \rangle \cdot c_{k,4}, \quad (1.2)$$

де $a_{i,4}$, $b_{j,4}$, $c_{k,4}$ – частина назви з четвертого стовпчика таблиць 1.1 - 1.3;

i, j, k – номер строки у відповідних таблицях;

« » – пропуск між частинами в назві з'їзду.

Наприклад, «З'їзд між паралельними коліями з хрестовинами однакових марок скорочений без прямої вставки».

За правилом множення з комбінаторики кількість схем укладання з'їздів становить:

$$M = n \cdot m \cdot l = 5 \cdot 2 \cdot 4 = 40, \quad (1.3)$$

де n, m, l – відповідна кількість варіацій для кожного типу класифікації.

1.1.2 Аналіз конструкцій

На сьогоднішній день в більшості випадків для стрілочних переводів в якості підрейкової основи широко застосовують залізобетонні шпали та бруси, які вже майже 60 років успішно виконують покладені на них функції [3]. Економічні та технічні переваги залізобетонних брусів є результатом більш тривалого строку служби, меншому об'ємі технічного обслуговування та більшій механізації укладання. Завдяки своїй досить великій вазі залізобетонні бруси гарантують оптимальне просторове положення та стабільність металевої частини стрілочних переводів – навіть при швидкісному та високошвидкісному русі.

Велика вага водночас є і значним недоліком. У випадку відмови, дану конструкцію достатньо складно замінити на нову. Наприклад, для стрілочного переводу марки 1/11 при мінімальній довжині бруса 3,0 м його вага становить 395 кг, при максимальній довжині 5,00 м – 639 кг [119].

Під час транспортування блоків стрілочних переводів до місця укладки завжди виникає питання щодо дотримання вимог габариту. На вітчизняних залізницях така задача вирішується за допомогою спеціалізованих похилих платформ для перевезення.

Вихід із вищезгаданих ситуацій знайшла німецька компанія RAIL.ONE, яка запропонувала використовувати розкладні бруси в зоні хрестовини і захрестовинної частини. Це надає змогу достатньо легко транспортувати таку

негабаритну і складну конструкцію на звичайних платформах (рис. 1.3). Крім того ж, покращується ситуація з заміною брусів, які відмовили під час експлуатації.



Рис. 1.3. Транспортування розкладних блоків стрілочних переводів

Загальний вигляд зони хрестовини і захрестовинної частини стрілочного переводу з розкладними брусами компанії RAIL.ONE після укладання в колію показано на рис. 1.4.

Проте стає очевидним той факт, що вищевказана конструкція підрейкової основи не є універсальною.



Рис. 1.4. Конструкція залізобетонних брусів для стрілочних переводів німецької компанії RAIL.ONE

Інша німецька компанія Voestalpine BWG GmbH для високошвидкісних магістралей пропонує укладати стрілочні переводи на монолітну основу, що утворена шляхом бетонування залізобетонних брусів і спеціального каркасу (рис. 1.5). Слід зауважити, що бруси в зоні хрестовини і з'єднувальної частини також мають збірну конструкцію, яка дозволяє з легкістю транспортувати і укладати переводи у з'їзд.



Рис. 1.5. Підготовка стрілочного з'їзду до бетонування підрейкової основи

Компанія Amurrio Ferrocarril y Equipos, S. A., яка є членом Іспанської асоціації залізниць, на напрямку, що знаходиться між містами Медіна та Мекка в Саудівській Аравії, поклала на баластну основу 55 стрілочних переводів типу AV4 для високошвидкісного руху (швидкість по прямому напрямку – до 350 км/год, по боковому напрямку – 170 км/год) [134]. Як і звичайні стрілочні переводи, переводи типу AV4 складаються з блоків. Конструкція підрейкової основи блоків передбачає можливість роз'єднувати бруси при транспортуванні (рис. 1.6). Довжина такого переводу досягає 54 м.



Рис. 1.6. Загальний вигляд стрілочного переходу AV4
для високошвидкісного руху

Вище згадана компанія також розробляє індивідуальні проекти стрілочних з'їздів для звичайних магістралей при стандартному міжколійї. Концепція використання збірних брусів присутня і для даної конструкції колії (рис. 1.7).



Рис. 1.7. Загальний вигляд стрілочного з'їзду

Vossloh Cogifer – один з світових лідерів у галузі стрілочних переходів та перетинань колії. Ця всесвітньовідома компанія тісно співпрацює з Network Rail (британська компанія, власник і оператор залізничної інфраструктури в Великобританії) у сфері розробки технологій та методів, пов'язаних з новітнім поколінням модульних стрілочних переходів, пересічень та з'єднань колії. Метою

розробки були прагнення Network Rail у найкоротші терміни під час «вікон» тривалістю 8 год доставити на робочий майданчик і замінити стрілочні переводи в рамках проекту East London Line.

В районі Crofton Road компанія Vossloh Cogifer в межах з'їздів для створення єдиної основи використовують збірні залізобетонні бруси (рис. 1.8).



Рис. 1.8. Укладання комбінацій стрілочних переводів
в районі Crofton Road у Лондоні

Наведені вище факти застосування на закордонних залізницях збірних залізобетонних брусів свідчить про нову тенденцію у напрямку транспортування та укладання як окремих стрілочних переводів, так і з'їздів. Це дає можливість розширення меж використання залізобетонних брусів в якості підрейкової основи. Але такі конструктивні рішення позбавлені уніфікації: для кожного міжколійя необхідно створювати окремий комплект брусів. В протилежному випадку доведеться розробляти індивідуальні проекти з'їздів для перебудови горловини станцій.

1.2 Аналіз розвитку теоретичних та експериментальних досліджень взаємодії колії та рухомого складу

Спираючись на умови і характер взаємодії таких важливих взаємопов'язаних елементів залізничного транспорту, як колія та рухомий склад, не тільки переглядаються, а й формуються нові вимоги до конструкції вказаних складових елементів транспорту. Так, наприклад, при інтенсивному зростанні вантажонапруженості, збільшенню швидкостей руху поїздів і осьового навантаження, конструкція колії в цілому зазнала значних змін та підсилень: перехід від рейок типу Р50 до Р65, укладання залізобетонних шпал, де раніше використовувались лише дерев'яні, застосування рейкових плітей замість звичайних коротких рейок, застосування хрестовин більш пологих марок та з безперервною поверхнею кочення і т. і.

Поряд з розробкою нових конструктивних рішень завжди виконується величезний обсяг експериментальних і теоретичних досліджень, присвячених удосконаленню існуючих конструкцій колії і нормативів їх утримання. Не є виключенням і нормативні вимоги щодо утримання стрілочних переводів, які в свою чергу можуть входити до складу з'їздів.

В основу сучасних існуючих нормативів утримання стрілочних переводів покладені максимально допустимі, з точки зору безпеки руху поїздів та впливу на колію, значення залишкових деформацій. Наприклад, ширина колії біля вістря вістряка для проекту М1740 на головних коліях становить 1524_{-3}^{+6} (у бік збільшення – 6 мм, у бік зменшення – 3 мм) [54, 114].

Для стрілочного з'їзду єдиний норматив укладання зводяться лише до визначення відстані між центрами стрілочних переводів – допустима різниця теоретичної та практичної довжини [54]. В повному обсязі згадана вимога не в змозі охарактеризувати геометричний стан колії на з'їзді та дати відповідь стосовно подальшої експлуатації.

До того ж, умови експлуатації у межах стрілочних з'їздів в порівнянні зі звичайною колією значно відрізняються, а це в свою чергу призводить до появ

геометричних та, навіть, силових нерівностей в плані та поздовжньому профілі. Розробка нормативів утримання з'їздів, надасть можливість досягнути більш ефективного використання такої конструкції при безумовному забезпеченні безпеки руху.

Попередній аналіз наукових праць, присвячених розробці та удосконаленню норм утримання [30, 43], показав, що даний процес відбувається за рахунок теоретико-експериментальних досліджень з використанням апробованих математичних моделей. Тому, для розробки нормативів утримання з'їздів в першу чергу необхідно проаналізувати вітчизняний і закордонний досвід стосовно питань взаємодії колії і рухомого складу на стрілочних переводах та в коротких кривих (прямих) ділянках колії (як аналог з'єднувальної частини з'їзду).

Одним з найперших, хто об'єднав та систематизував численні дослідження щодо питань роботи колії під навантаженням та врахував динаміку впливу рухомого складу, був радянський вчений О. М. Годицький-Цвірко. Його основні положення, опубліковані в [28], зіграли ключову роль в формуванні нових ідей та концепцій, а також в удосконаленні існуючих методологій теоретичних і експериментальних досліджень взаємодії колії і рухомого складу.

Г. Мар'є у першій частині своєї праці [80] достатньо широко розглядає питання теоретичних досліджень коливань рухомого складу. В той же час розрахунки щодо оцінки впливу екіпажу на колію практично не розглянуті.

Подальший розвиток теоретичних досліджень динамічних характеристик рухомого складу при взаємодії з колією знайшов своє відображення у праці радянського вченого В. Б. Медея [81], яка була опублікована 1937 р. Значна частина матеріалу монографії присвячена лише динамічним характеристикам електровоза при взаємодії з пружною колією.

Суттєвий вклад в удосконалення методології оцінки взаємодії колії і рухомого складу внесли у 1955 р. М. Ф. Веріго, О. П. Єршков та ін. [15]. М. Ф. Веріго запропонував теоретико-ймовірнісний метод дослідження впливу різноманіття вертикальних динамічних сил, що діють на залізничну колію. Автор наголошує на необхідності врахування сил тертя, статистичних характеристик

безперервних нерівностей колії. О. П. Єршковим було розглянуто визначення напружень від згину рейки у вертикальній і горизонтальній площині та її кручені. Також експериментально-розрахунковим шляхом отримані для різних конструкцій колії і типів рухомого складу коефіцієнти переходу від осьових напружень в підшві рейки до напружень в кромках підшви. Але при визначенні напружень в рейках автором нерівножорсткість підрейкової основи не розглядається.

Заслужують на увагу дослідження Ю. М. Бромберга, М. Ф. Веріго, В. М. Данілова, М. А. Фрішмана [12], в яких розглядаються не лише питання розрахунків колій під впливом вертикальних, горизонтальних поперечних і горизонтальних поздовжніх сил, а й обґрунтування норм улаштування та утримання рейкової колії. Досить в стислій формі охарактеризовані особливості взаємодії колії і рухомого складу на стрілочних переводах.

У монографії Х. Хеймана [127] висвітлені основні методи визначення горизонтальних зусиль, що виникають між колесом та рейкою при русі екіпажів в кривих ділянках колії. Автором запропоновано графо-аналітичний метод отримання направляючих зусиль при русі в кривих. Але в такій постановці не враховується горизонтальна жорсткість рейкових ниток, вплив коливання надресорної будови екіпажу і багато інших факторів.

Оцінка впливу вертикальних нерівностей на додатковий динамічний тиск колеса достатньо широко розглянуті у 1959 р. в роботі [66]. Проведено аналіз впливу довжини і амплітуди нерівності, збільшення невіддресореної маси рухомого складу. Значна частина теоретичних досліджень присвячена динамічним розрахункам колії. Але рухомий склад розглядається як зосереджена одиночна колісна пара.

Подальший розвиток норм утримання колії, зокрема у плані, знайшов відображення в праці О. П. Єршкова [43]. Вперше за декілька десятиліть проведена спроба перегляду існуючих нормативів утримання колії у плані. Автор пропонує розглядати модель рухомого складу як систему з невіддресореної та віддресореної частини. Вплив дисипативних параметрів колії, форм нерівностей на умови плавності руху екіпажу не розглядалися. У своїх наступних працях [42, 44-46], ідеї

яких застосовуються і сьогодні, розглядає питання визначення сил в кривих, що мають найбільший інтерес в практичних розрахунках – рамних, бокових і направляючих.

Значним кроком в дослідженнях динаміки рухомого складу стала праця В. А. Лазаряна [72]. Завдяки методу аналогії, автор знайшов зв'язок між механічними і електричними коливаннями, що дало можливість застосувати аналогове моделювання для імітації складних механічних систем. В вище згаданій праці автор достатньо докладно описує математичну модель вантажного і пасажирського вагона в вертикальній площині.

Розрахункова модель для визначення сил взаємодії між колесом та рейкою, що була запропонована В. Ф. Яковлєвим [132-133], враховувала змінні маси та жорсткість ободу і шийки колеса, нелінійні характеристики сил тертя зв'язків системи, а також нерівності на колесі та рейці. Проте деталізація реальної механічної системи була спрощена і математична модель передбачала оцінку динамічного впливу колеса тільки у вертикальній площині.

Робота М. М. Кудрявцева [67] присвячена методам теоретичного і експериментального дослідження динаміки невідвіснених мас вагонів і впливу різних факторів на значення сил та прискорень в кузові. Автор наголошує на більш глибокому вивченні параметрів розрахункової схеми «екіпаж-колія», а також на необхідності вивчення динаміки невідвісненої маси в горизонтальній площині.

На відміну від запропонованих розрахункових схем М. М. Кудрявцева [67] і В. Ф. Яковлєва [133], А. М. Орловський і В. М. Клименко в своїй роботі [88] обґрунтували з достатньо прийнятною точністю математичну модель взаємодії колеса та рейки в зоні нерівності з трьома ступенями вільності без деталізації невідвісненої маси екіпажу (букса, центр колеса і обод колеса) та маси колії (головки рейки, підшви рейки і шпали, а також баласту) як це зроблено у попередніх авторів.

Одна з перших спроб оцінити вплив нерівностей у плані на сили взаємодії між рухомим складом і колією була викладена у роботі [75]. Автор запропонував нелінійну модель вагона на візках ЦНИИ-ХЗ-О в горизонтальній площині.

Ромен Ю.С. у своїй праці [108] запропонував використовувати в системі «екіпаж-колія» піддатливу рейкову колію, а також один з перших розглянув рух екіпажу по колії довільного обрису в плані під час несталого руху.

Розроблена математична модель [108] була покладена в основу аналізу визначення сил взаємодії вантажного вагона і колії в кривих, при наявності відступів у плані [129], а також дозволила оцінити зміну додаткових динамічних сил по довжині горизонтальної нерівності, встановити вплив амплітуди і довжини нерівності на величину додаткових бокових сил [130].

Достатньо змістовно розглянута просторова задача руху чотирьохвісного вантажного вагону по інерційній колії, при наявності випадкових та детермінованих нерівностей на обох рейкових нитках в роботі [71]. Одним з недоліків, що можна відмітити, це – те, що колія в запропонованій математичній моделі представлена зосередженою масою, яка може переміщуватись лише у вертикальній площині.

Вплив інерційних та пружних характеристик рейок та підрейкових опор в горизонтальному поперечному напрямку на величини горизонтальних поперечних сил взаємодії рейки і колеса розглянуто Волошко Ю. Д. в [19]. Автор наголошує, що використаний підхід дозволяє оцінити вплив типу рейок, а також параметрів шпал на динамічні процеси в колії при горизонтальному поперечному впливі екіпажу. Запропонована модель не дозволяє одночасно врахувати вплив динамічних вертикальних складових процесу взаємодії колії та рухомого складу.

Знайшов подальший розвиток процесу моделювання силової взаємодії системи «екіпаж-колія» в роботі [123]. До розрахункової схеми як екіпажу, так і колії введено додаткові зв'язки типу сухого (кулонового) тертя. Обґрунтування такого підходу обумовлене раніше проведеними експериментальними дослідженнями.

Оригінальна спроба щодо більш реалістичного представлення характеристик колії наведена в роботі [70]. Рух вагона розглядається по нерівножорсткій підрейковій основі, жорсткість якої змінюється за періодичним законом. Крім того, автори наголошують на тому, жорсткість може змінюватись за випадковим

законом з постійною спектральною щільністю (білий шум), і вводять дану пропозицію до математичної моделі.

В роботі [73] розглянута задача просторових коливань чотирьохвісного вантажного вагона при русі по інерційній колії з пружними зв'язками у вертикальній і горизонтальній площинах. Основний недолік запропонованої моделі полягає в тому, що приведена маса колії переміщується тільки у вертикальному напрямку та не розглядаються процеси, які виникають в самій колії.

У 1972 р. А. А. Львов і Л. О. Грачева в своїх дослідженнях [77] розширили використання методів теорії ймовірностей для оцінки складних механічних систем, зокрема, розглянуті вимушені коливання вагонів, які рухаються по випадковим (безперервним) нерівностям колії. Авторами за допомогою методів операційного числення дана оцінка впливу параметрів вагона і колії на амплітудно-частотну характеристику коливань кузова. При цьому колія розглядається як зосереджена маса з інерційними та пружними властивостями.

Ряд суттєвих особливостей взаємодії колії у межах стрілочного перевалу та екіпажу розглянуті в [124], зокрема, запропоновано враховувати реакцію ненавантажених рейкових ниток. Проте запропонована модель розглядає лише динамічний зв'язок колії та рухомого складу в вертикально-поперечному напрямку.

Підвищення інтенсивності використання експлуатаційного парку вантажних вагонів призводить до необхідності перевірки гарантійної безпеки руху поїздів. Це призводить до низки комплексних експериментальних досліджень по взаємодії вантажних вагонів та колії при різних зносах ходових частин вагонів і наявності в колії окремих видів та поєднань нерівностей в прямих та кривих ділянках [30-31]. Автори акцентують увагу на корегуванні нормативів утримання ходових частин вантажних вагонів та колії для покращення динамічних (ходових) якостей і умов перевезення вантажів.

Необхідність дослідження взаємодії колії і рухомого складу в межах глухих перетинів призводить до появи просторової математичної моделі, яка описана в [107]. Вирішення саме просторової, а не плоскої задачі пов'язано з тим, що при русі екіпажу детерміновані нерівності, які мають місце на одній рейковій нитці,

спричиняють появу контактних сил на іншій нитці. Але в той самий час деталізація об'єктів моделі достатньо спрощена.

У 1980 р. в дослідженнях [48] запропоновано систему критеріїв і вимог (три групи), які необхідно використовувати при встановленні допусків утримання рейкової колії, а саме: перша група – критерії плавності й комфортабельності руху, друга група – критерії поперечної стійкості і недопущення вкочення колеса на рейку та третя – вимоги щодо утримання рейкових ниток за плавністю їх обрису.

Нерівнопружність колії по довжині, яка спричиняє появу додаткових динамічних сил, розглянута в роботі [85]. Автором проведені порівняльні дослідження геометричної та силової нерівності та їх вплив на рівень максимальних додаткових сил при зміні швидкості руху. В роботі розглянута плоска модель взаємодії колії та екіпажу.

Подальший розвиток математичних моделей взаємодії колії та рухомого складу знайшов своє відображення в роботі [115]. Авторами докладно розглянуто конструктивні параметри вантажних вагонів та їх математичну інтерпретацію для динамічної просторової моделі. Також проаналізовано процеси впливу вантажу під час навантаження, розвантаження та руху. При цьому досить мало уваги приділяється моделюванню залізничної колії.

Узагальнений досвід розрахунку і утримання залізничної колії в цілому описано М.А. Фрішманом в [126]. Автор висвітлює основні питання взаємодії колії і рухомого складу для обґрунтування норм та допусків по улаштуванню та утриманню колії, та наголошує на важливості визначення умов безпеки руху поїздів з великими швидкостями.

Оригінальний підхід щодо описання математичних моделей різних типів рухомого складу був запропонований в [103]. Автором розглянуто принцип автоматизованого складання диференціальних рівнянь коливань багатомасової системи на основі теорії графів.

В роботі [41] приведені основні положення теорії стійкості А. М. Ляпунова і їх використання для досліджень стійкості руху рейкових екіпажів. Також в роботі запропонована методика вибору розрахункових схем і способи спрощення

математичних моделей. Коректність теоретичних розробок підтверджується результатами експериментальних даних, отриманих під час досліджень коливань конкретних екіпажів.

Динамічні процеси, які виникають при русі рухомого складу по боковому напрямку стрілочних переводів з експлуатаційними відхиленнями рейкових ниток від проектного обрису, розглянуті в [86]. Автор розглядає рухому систему координат, яка розташована в площині колії вздовж хорди до її осі. Розрахункова схема екіпажу ілюструє лише горизонтальну поперечну складову сил взаємодії з колією, не враховуючи динамічні складові сил від коливання підресореної частини екіпажу у вертикальному напрямку.

Значний вклад у систематизацію відомих і нових оригінальних методів досліджень та розрахунків для прогнозування ходу процесу взаємодії колії і рухомого складу зроблений М. Ф. Веріго і А. Я. Коганом в роботі [14], яка була опублікована у 1986 р. Авторами дана загальна класифікація задач по взаємодії колії і рухомого складу і приведені основні положення загальних та універсальних методів їх вирішення, а також показано можливості застосування у практичному інженерному розрахунку.

В [101] викладені основні методи дослідження руху рейкових екіпажів по ділянкам колії з постійною та змінною кривизною. Автор особливу увагу приділяє питанню розробки способів математичного моделювання і спрощення математичних моделей. Достатньо змістовно та широко розглянуті особливості моделювання взаємодії коліс з рейками при одно- та двоточковому контакті. В запропонованих моделях вимушені коливання рухомого складу рейкового транспорту в перехідних та кривих ділянках колії виникають за рахунок руху по прямій з накладанням прискорень на тіла системи, які виникають від кривизни колії.

Питання математичного моделювання динаміки рухомого складу при взаємодії з колією розглянуті в [21]. Автори описують сучасні аналітичні і чисельні методи визначення динамічних характеристик лінійних та нелінійних систем стосовно до задач динаміки рейкових екіпажів з використанням детермінованого

та вірогідного підходу. Також відображені аналітичні вирази детермінованих нерівностей на залізницях США, які застосовуються при моделюванні. Коливання екіпажу та його складових частин в криволінійній ділянці виникають за рахунок кривизни колії, а не реального просторового положення колії.

Розвиток нових методів і алгоритмів вирішення задач динаміки рейкових екіпажів знайшов своє відображення в роботі [120]. При цьому велику увагу авторами приділено поглибленню техніки математичного моделювання коливань рейкових екіпажів. Також авторами проаналізовано вплив ряду деталізацій розрахункових схем «екіпаж - колія» на результаті розрахунку і сформульовані рекомендації щодо доцільності врахування додаткових факторів.

Дослідження впливу горизонтальних нерівностей у плані при різній амплітуді та довжині розглянуті в роботі [109]. Розроблена просторова модель вантажного вагона була верифікована з результатами експериментальних випробувань. Для уточнення параметрів моделювання проводились контрольні додаткові розрахунки з корегованими значеннями параметрів. На думку авторів, такий підхід дозволяє значно зменшити вартість робіт на доопрацювання і скоротити строки створення нового рухомого складу.

Основні положення, які стосуються коливань і стійкості колії у вертикальній і горизонтальній поперечній площинах під впливом рухомого динамічного навантаження відображені в узагальненій праці [58]. В монографії також приведені основні принципи формування динамічної системи, яка поєднує в єдине ціле екіпаж як систему з багатьма ступенями вільності і колію з розподіленими характеристиками.

Методи дослідження динаміки пасажирських вагонів у прямих та криволінійних ділянках колії за допомогою комп'ютерного моделювання розглянуті в [128]. В даній монографії диференційні рівняння коливань вагона та рівняння криволінійного обрису колії написані в одній системі координат. В такому випадку рівняння криволінійного обрису колії є в рівняннях динаміки функцією збурення, тобто є нерівністю колії. Але при всіх перевагах запропонованої моделі

є один недолік – колія розглядається як абсолютно жорстке тіло, і не враховуючи при цьому пружно-дисипативні та інерційні властивості колії.

В роботі [64] приведені результати досліджень щодо створення алгоритмів і програм для моделювання руху залізничних екіпажів в прямих і кривих ділянках колії. Досить велику увагу приділено процесу моделювання просторових коливань при русі колісної пари по реальній колії: наведено ряд алгоритмів, що дозволяють моделювати практично будь-який профіль колеса та рейки, і визначати при русі дві чи більше областей контакту, а також розраховувати сили тертя, відновлювальні та нормальні сили в цих зонах. В запропонованих моделях колія представляє собою нескінченно довгу абсолютно жорстку балку.

Розгляду основних причин і механізму сходу коліс з рейок присвячена праця [76]. Автор приводить аналітичні залежності, які дозволяють оцінити стійкість колеса на рейці. В той самий час не розглядається нестационарний перехідний процес під час вкочування колеса на рейку.

Принцип формування диференціальних рівнянь на основі методології ООП (об'єктно-орієнтованого програмування) розглянуто в роботі [84]. За допомогою запропонованої методики можливо описати динамічну систему «екіпаж-колія» будь-якої складності та конфігурації, використовуючи лише інерційні параметри тіл системи та характеристики зв'язків між тілами. Колія розглядається як зосереджена у точці контакту пружно-в'язка система.

У 2003 р. на основі теоретичних досліджень були запропоновані допустимі швидкості руху різних типів чотиривісних вантажних вагонів на візках 18-100 при різному завантаженні [39]. В проведених дослідженнях було встановлено, що необхідно диференціювати допустимі швидкості руху вантажних вагонів, за винятком довгобазних піввагонів, від конструкції та стану колії, плану лінії та завантаженості вагонів. Автори також наголошують на тому, що у порожніх вагонів з підвищенням швидкості погіршується показник безпеки проти вкочування колеса на головку рейки і при швидкості руху більше 60 км/год його величина може перевищувати нормативні граничні значення. Визначення допустимих швидкостей руху базувалось на математичній моделі вантажного

вагона в прямих і кривих ділянках з радіусами 300 м і 600 м. В якості збурювань використовувались горизонтальні і вертикальні нерівності, отримані не за результатами вимірювань геометричного стану колії, а шляхом подвійного інтегрування горизонтальних і вертикальних прискорень букс вантажного вагона, отриманих під час експериментальних досліджень останнього.

В [6] розглянуті основні види випробувань вагонів: статичні, динамічні (ходові), щодо впливу на колію, випробування на співудар вагонів, лабораторні і стендові, вібраційні. Наведені методики можна застосовувати для оцінки динамічного впливу нового або модернізованого рухомого складу на колію, а також під час досліджень нових конструкцій колії.

Основні теоретичні положення і повний алгоритм розрахунків верхньої будови колії на міцність і стійкість приведені в [34]. Наведені методики дозволяють оцінити вплив всього спектру одиниць рухомого складу на існуючі конструкції колії. Базуючись на положеннях теорії ймовірностей та математичної статистики можна врахувати дію різних факторів, таких як нерівність на колії чи на колесі. Але такий розрахунок позбавлений можливості оцінки динамічних процесів при взаємодії екіпажу з колією.

Подальший розвиток методів дослідження процесів взаємодії рейкової колії та рухомих транспортних засобів знайшов відображення в роботі [27]. Автором описані способи математичного моделювання руху рейкових транспортних засобів вздовж прямолінійних та криволінійних ділянок колії. Узагальнено результати досліджень навантаженості, стійкості, напружено-деформованого стану і надійності складових конструкції колійної структури і рухомих транспортних засобів.

На базі теорії фізико-математичного моделювання в роботі [63] побудовані конструктивні та технологічні рішення щодо покращення динамічної взаємодії рухомого складу та колії. Також розглянуті питання впливу величини дисипативних сил колії на зниження рівня динамічного впливу рухомого складу на колію, збільшення довговічності рухомого складу і колії, зменшення зносу колії. Розглянуті тільки плоскі моделі у вертикальній площині.

Монографія [79] присвячена моделюванню пристроїв гасіння коливань – амортизаторів і гасителів коливань. Розглянуто різні типи поглинаючих апаратів, їх конструктивні особливості та математичні моделі, які описують їх роботу. Отримані залежності можна застосовувати для моделювання силової взаємодії між тілами в системі екіпажу.

Проблеми підвищення критичної швидкості руху вантажних вагонів існуючого парку в залежності від зносу ходових частин, стану вагонів та плану колії показані в [82]. Авторами проаналізовано явище втрати стійкості як основної причини обмеження швидкості. В роботі також наведені результати багаторічних експериментальних досліджень групи вантажних вагонів на візках 18-100.

Необхідно відмітити, що в період з 2005 по 2009 рр. в ДНУЗТі була проведена низка науково-дослідних робіт [49, 50, 52], головною метою яких було визначення допустимих швидкостей руху вантажних та пасажирських поїздів по прямому та боковому напрямку групи стрілочних переводів, пряма вставка між якими менша за допустиму відповідно до технічних вказівок або відсутня. Колективом авторів були проведені комплексні випробування щодо оцінки характеристик напружено-деформованого стану елементів двох стрілочних переводів без прямої вставки між ними, а також вперше в Україні розроблена математична модель вантажного та пасажирського вагонів і групи стрілочних переводів по прямому напрямку. Проте не було розглянуто вплив амплітуди та довжини нерівностей на безпеку руху поїздів.

Узагальнююча робота, яка акумулювала в собі останній передовий досвід щодо розрахунку колії в цілому, була опублікована у 2010 р. [32]. Автор приводить результати багаторічних теоретичних та експериментальних досліджень вітчизняних та закордонних вчених у сфері взаємодії колії та рухомого складу, а також показано основні конструктивні та нормативні вимоги до колії.

Значний внесок у розвиток теоретичних і експериментальних досліджень щодо взаємодії колії та рухомого складу внесли також і закордонні вчені, серед які слід згадати Г. Балуха, Ф. Бірмана, Г. Вебера, А. Вікенса, Є. Вінклера, А. де Патера, Г. Герца, Л. Гілхріста, К. Зааза, К. Есвельда, С. Кайзера, Д. Калкера, Ф. Картера,

К. Кноте, Б. Ліхтберга, Т. Мацудару, С. Мюллера, Л. Стефена, А. Хобса, А. Шабана, Г. Юбелакера та ін. [135-139, 142].

Приведений історичний аналіз розвитку теоретичних та експериментальних досліджень взаємодії колії та рухомого складу далеко не вичерпний, адже опублікованих наукових праць стосовно цього питання як в Україні, так і закордоном достатньо багато. Слід лише ще раз наголосити на основних напрямках досліджень в цьому питанні. Це, по-перше, створення фізичних аналогів існуючих реальних об'єктів (фізичне моделювання), по-друге, це математичне моделювання (аналітичні або чисельні методи) та безпосередньо проведення вимірювань характеристик взаємодії об'єктів (натурний експеримент).

Аналіз досліджень попередніх років показав, що переважна більшість математичних моделей взаємодії системи «колія-екіпаж» умовно поділяються на дві категорії (значно спрощує представлення однієї частини системи):

- дослідження динаміки вагона - складна багатомасова модель вагона та спрощена (а в деяких випадках, навіть безінерційна) модель колії;
- дослідження динаміки колії - моделювання складної структури верхньої будови колії вздовж якої рухається одиночна динамічна сила.

Одночасне врахування конструктивних, механічних та геометричних властивостей колії як колії, так і рухомого складу надасть можливість більш якісно та кількісно описати характер взаємодії, і таким чином, буде відповідати реальному стану динамічного впливу екіпажу на колію.

1.3 Вплив стану стрілочних з'їздів на появи транспортних подій

Аналіз причин появ транспортних подій у межах стрілочних з'їздів проводився в рамках науково-дослідної роботи [51]. Всього було проаналізовано матеріали понад 20 випадків в період з 2008 по 2013 р. на коліях АТ Укрзалізниця. Слід зауважити, що у більшості випадків сходи рухомого складу були зафіксовані під час проведення маневрової роботи на станціях. Також необхідно відмітити, що до уваги приймалися лише такі транспортні події, які мали місце лише в зоні захрестовинної частини з'їзду, тобто від хвостової частини однієї хрестовини до

відповідної хвостової частини іншої хрестовини. Випадки сходу рухомого складу на стрілочному переводі не розглядалися.

Проаналізуємо розподіл сходів рухомого складу в залежності від причин, що викликали дані транспортні події. Результати показані на рис. 1.9.

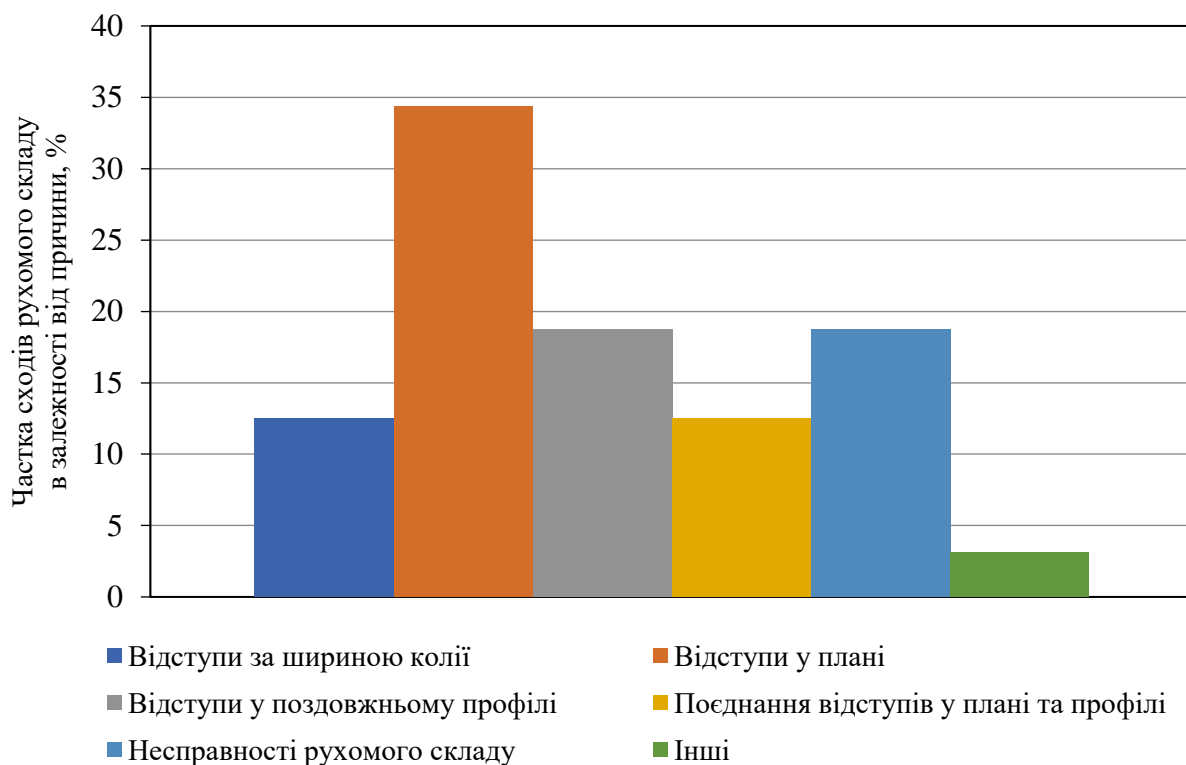


Рис. 1.9. Розподіл інцидентів в залежності від причин

З гістограми можна зробити висновок, що переважна частина сходів рухомого складу обумовлена станом колії у плані ($\approx 34\%$) та у поздовжньому профілі ($\approx 19\%$). Також по 12 % припадає на одночасне поєднання відступів у плані та профілі, а також за шириною колії.

Проведений аналіз причин сходів свідчить, що в першу чергу необхідно визначити вплив положення стрілочного з'їзду у плані та поздовжньому профілі на безпеку руху.

1.4 Висновки до розділу

На підставі проведеного аналізу вітчизняного та закордонного досвіду щодо укладки стрілочних з'їздів та їх конструкції, а також на основі аналізу наукової,

фахової та періодичної літератури, що висвітлює теоретичні та експериментальні досягнення вчених в даній галузі, можна зробити наступні висновки:

1. На сучасних закордонних залізницях широке застосування знайшла збірна конструкція стрілочних з'їздів, яка дозволяє достатньо зручно зберігати, транспортувати, укладати та експлуатувати останні. Типова конструкція підрейкових опор не є стандартизованою, відсутня можливість взаємозаміни брусів з інших проектів стрілочних з'їздів.

2. Існуючі нормативи утримання та методика оцінки положення стрілочних з'їздів не враховують наявність геометричних нерівностей, які можуть виникати під час укладання або експлуатації.

3. Розроблені математичні моделі взаємодії колії та рухомого складу попередніх років умовно можна поділити на дві категорії:

- оцінка показників динамічної взаємодії системи «екіпаж-колія» в прямих і кривих;

- визначення впливу рухомого складу на колію в межах окремо взятого стрілочного перевалу.

Вищезгадані моделі не можуть в повному обсязі описати процес взаємодії екіпажу під час руху вздовж стрілочного з'їзду.

4. Майже всі без виключення раніше проведені експлуатаційні дослідження не враховували положення стрілочного з'їзду в цілому, а лише тієї частини, що стосується безпосередньо стрілочних переводів.

5. Аналіз причин появ інцидентів у межах з'єднувальної частини з'їзду засвідчив про важливість оцінки впливу положення у плані та поздовжньому профілі на умови взаємодії та безпеку руху поїздів.

Враховуючи вище наведені проблеми та питання, автор вбачає за необхідне вирішити такі задачі:

- розробити методику оцінки положення стрілочних з'їздів у плані для проведення експлуатаційних досліджень щодо визначення реального стану з'їздів, тому що норматив оцінки з'їздів по відстань між центрами стрілочних переводів та його порушення не дає можливості встановити допустиму швидкість руху поїздів;

- удосконалити математичну модель динамічної взаємодії на з'їзді залізничної колії та рухомого складу, яка б дозволила врахувати геометричні, інерційні та пружні особливості колії, а також дослідити вплив стану з'їздів у плані та поздовжньому профілі на параметри взаємодії;

- провести експериментальні дослідження на стрілочному з'їзді для якісної та кількісної верифікації удосконаленої математичної моделі з метою її подальшого застосування у теоретичних розрахунках;

- доповнити та розширити нормативи утримання стрілочних з'їздів у плані та поздовжньому профілі на базі математичного моделювання;

- дослідити питання впливу порушення епюри укладання брусів на процес збільшення деформацій колії в захрестовинній частині стрілочних переводів.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ КОНТРОЛЮ ПОЛОЖЕННЯ СТІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ У ПЛАНІ

2.1 Методика вимірювань геометричного положення стрілочних з'їздів у плані

2.1.1 Аналіз можливих методів вимірювань

Для визначення способу, який в повній мірі здатен охарактеризувати стан стрілочного з'їзду і є достатньо простим, зручним та надійним, необхідно порівняти декілька методів контролю з найбільш точним – геодезичною зйомкою.

Для порівняння було обрано наступні методи:

- тахеометрична зйомка (як базовий);
- оцінка відхилення відстані між центрами стрілочних переводів;
- оцінка положення стиків з'єднувальної частини з'їзду за допомогою діагоналей прямокутника;
- метод лінійних засічок;
- оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що розбита на узбіччі;
- оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що розбита по прямому напрямку стрілочного переводу;
- визначення кутів у плані;
- оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що проходить через центри стрілочних переводів;
- оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що проходить через стики хрестовин стрілочних переводів.

Наведений перелік методів оцінки геометричного положення з'їзду у плані не є вичерпним, але на думку автора достатній для визначення найбільш раціонального та доцільного з точки зору практичного застосування.

2.1.1.1 Тахеометрична зйомка

Тахеометрична зйомка, як один із способів визначення геометричного положення точки у просторі, признана найбільш точним методом оцінки [65]. Але проведення таких вимірів потребує достатньо складного та дорогого обладнання, високо кваліфікованих спеціалістів та досить значних витрат часу.

Одним із видів тахеометричної зйомки є метод кутових засічок (рис. 2.1), який засновується на вимірюванні двох кутів β_1 , β_2 , і відстані S між станціями A та B .

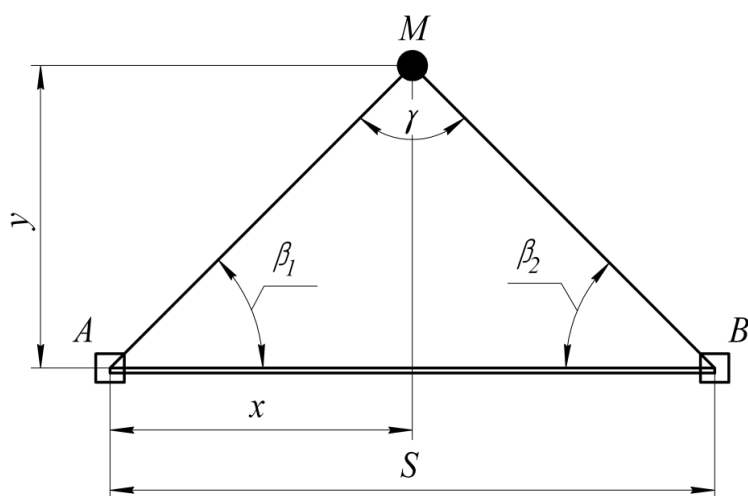


Рис. 2.1. Метод кутових засічок

На основі отриманих даних (β_1 , β_2 , S) в декартовій системі координат побудується детальний план. Координати точок:

$$x = S \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg} \beta_2}, \quad (2.1)$$

$$y = S \frac{\operatorname{tg} \beta_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg} \beta_2}. \quad (2.2)$$

2.1.1.2 Оцінка відхилення відстані між центрами стрілочних переводів

Оцінка відхилення відстані між центрами стрілочних переводів як метод контролю геометричного положення з'їзду вперше з'явився із затвердженням та введенням в дію Інструкції з улаштування та утримання колії залізниць України з 01.05.2012 р. Згідно п. 3.9.4 Інструкції з улаштування та утримання колії залізниць України ЦП-0269 «Відхилення фактичної від зазначеної на епюрі теоретичної довжини переводу та відстані між центрами стрілочних переводів на стрілочних з'їздах не повинні перевищувати» [54]. Детальні пояснення, щодо нововведених вимог відсутні.

На практиці для перевірки вимог п. 3.9.4 Інструкції ЦП-0269 спершу визначають положення центрів стрілочних переводів, вимірюють міжколійя E_1 і E_2

та довжини L_1 і L_2 (рис. 2.2). Потім знаходять різницю між вимірними значеннями довжини L_1 і L_2 та теоретично розрахованими. Визначену різницю порівнюють з допустимою величиною. Розрахунки виконують за формулами:

$$\begin{cases} E_1 N_1 - L_1 \leq \pm[\Delta L] \\ E_2 N_2 - L_2 \leq \pm[\Delta L] \end{cases} \quad (2.3)$$

де N_1 та N_2 – показники марки стрілочних переводів СП1 та СП2.

При розрахунках важливо зберегти порядок вимірювання міжколійя E_1 і E_2 . Навіть при паралельному з'їзді, тобто коли E_1 та E_2 повинні бути однаковими, існують випадки, коли отримані значення відрізняються, що обумовлено недосконалістю процесу укладання. Відмітимо, що різниця між E_1 та E_2 на 10 мм (при марках стрілочних переводів 1/11) дає похибку у 110 мм. Неточне перенесення перпендикуляру з центру стрілочного переводу на колію є додатковою причиною появи похибок.

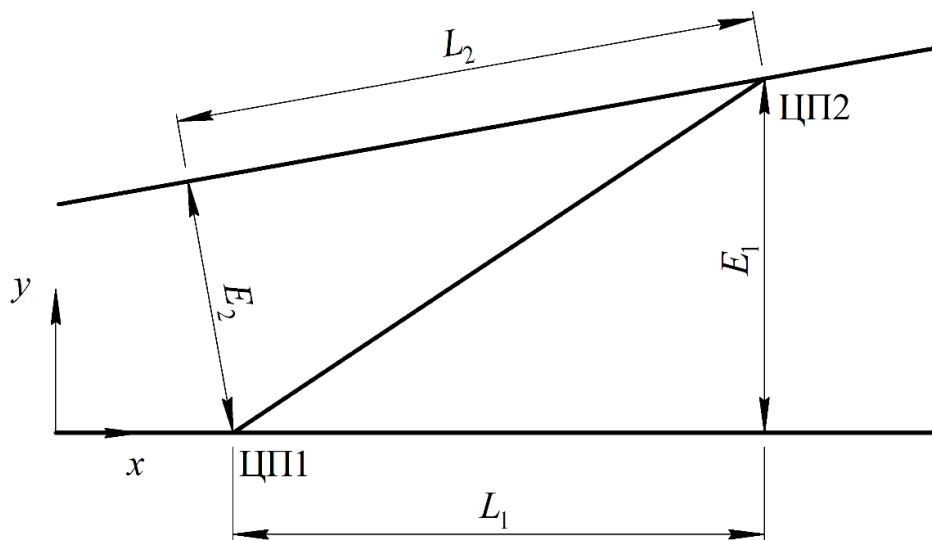


Рис. 2.2. Схема вимірювання для оцінки відхилення відстані між центрами стрілочних переводів

Даним методом неможливо оцінити нерівності, що виникають при укладанні або експлуатації на з'єднувальній частині з'їзду без зміщення центрів стрілочних переводів. Даним методом неможливо оцінити також нерівності, що виникають при кутових переміщеннях стрілочних переводів (рис. 2.3).

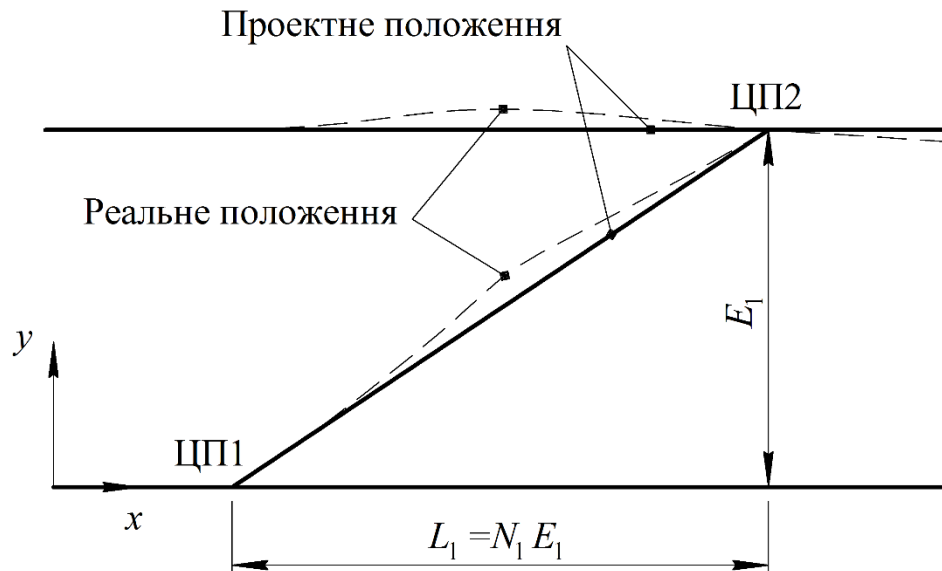


Рис. 2.3. Відсутність контролю кутових переміщень стрілочних переводів

При розташуванні з'їзду між криволінійними ділянками колії застосування методики оцінки відхилення відстані між центрами стрілочних переводів з геометричних міркувань неможливе, так як продовження прямого напрямку відсутнє (рис. 2.4).

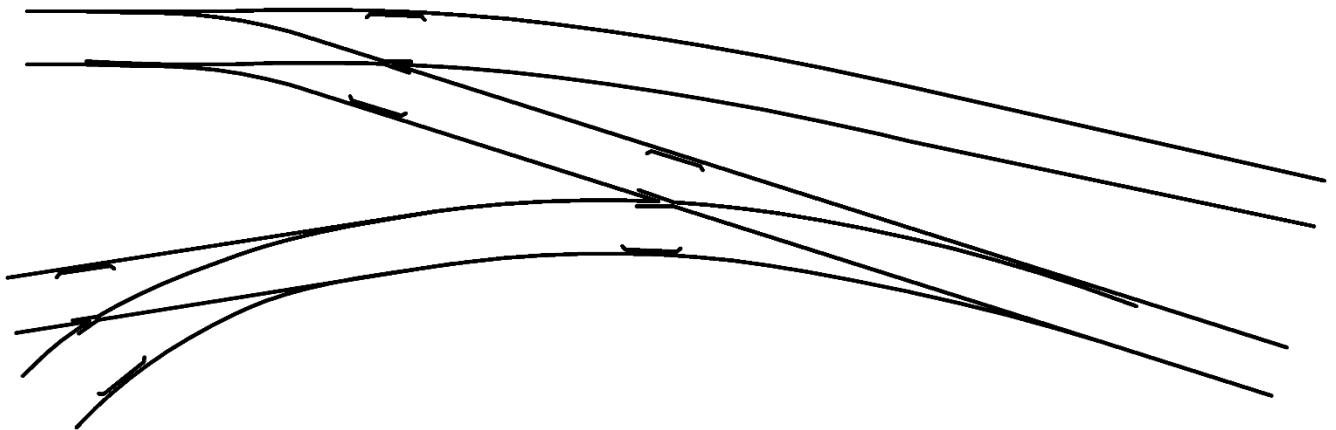


Рис. 2.4. Схематичне зображення з'їзду між криволінійними коліями

2.1.1.3 Оцінка положення стиків з'єднувальної частини за допомогою діагоналей прямокутника

Метод оцінки положення стиків з'єднувальної частини за допомогою діагоналей прямокутника полягає у вимірюванні діагоналей d_1 , d_2 , d_3 , d_4 прямокутників (рис. 2.5), більші сторони яких утворюють рейки з'єднувальної частини з'їзду. Виміряні діагоналі попарно порівнюються. Діагоналі прямокутника

рівні. Якщо пара вимірних діагоналей відрізняється, то мають місце горизонтальні нерівності. Різниця попарних діагоналей характеризує нерівності колії в плані.

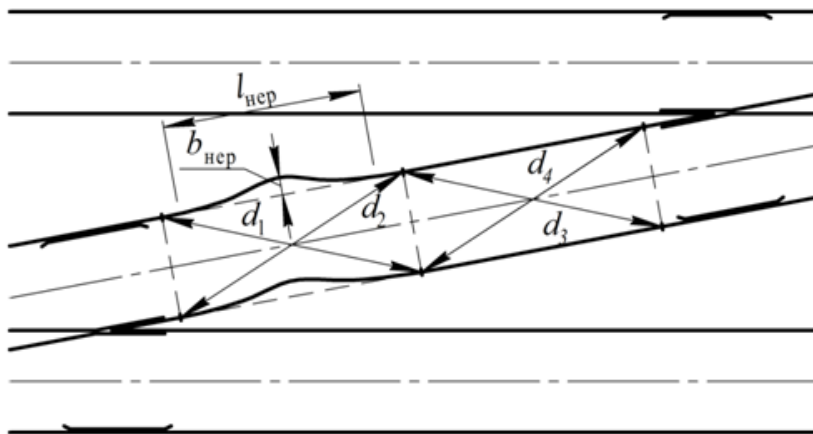


Рис. 2.5. Оцінка положення стиків за допомогою діагоналей прямокутника

Проте не є можливим оцінити геометричні нерівності, їх довжину $l_{\text{нep}}$ та амплітуду $a_{\text{нep}}$, якщо вони знаходяться між стиками. В такому випадку необхідно намічати додаткові точки для вимірювань. Більше того, якщо стики знаходяться не за косинцем, задача оцінки горизонтальних нерівностей ускладнюється.

2.1.1.4 Метод лінійних засічок

При використанні методу лінійних засічок необхідно розбити поблизу колії базу довжиною S . З'єднувальна колія з'їзду розбивається контрольними точками на відрізки не обов'язково однакової довжини (рис. 2.6). З першої станції бази вимірюються відстані a_i до контрольних точок. З другої станції бази вимірюються

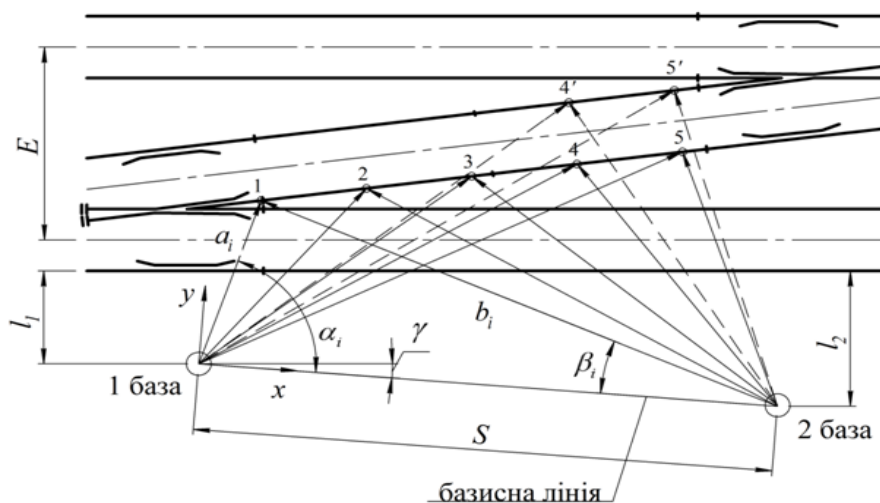


Рис. 2.6. Метод лінійних засічок

відстані b_i до тих же контрольних точок.

Визначити координати x та y геометричного положення з'єднувальної частини стрілочного з'їзду можна за формулами (2.1) та (2.2) після визначення кутів β_1, β_2

за формулою:

$$\begin{cases} \alpha_i = \arccos\left(\frac{S^2 + a_i^2 - b_i^2}{2a_i S}\right), \\ \beta_i = \arccos\left(\frac{S^2 - a_i^2 + b_i^2}{2b_i S}\right). \end{cases} \quad (2.4)$$

Похибка вимірювань зростає зі збільшенням відстаней a_i та b_i , тому базис S слід розміщати якомога ближче до з'їзду.

2.1.1.5 Оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що розбита на узбіччі

На узбіччі розбивається базисна лінія. Для подальшого вимірювання ординат необхідно базисну лінію поділити на контрольні точки, відстані між якими $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ не обов'язково однакові (рис. 2.7). З контрольних точок перпендикулярно до базисної лінії прокладаються відрізки до перетину з рейковими нитками з'їзду.

При зйомці велику увагу слід приділяти відкладенню перпендикулярної лінії від базису. Геометричне стан з'їзду визначається по вимірних ординатах.

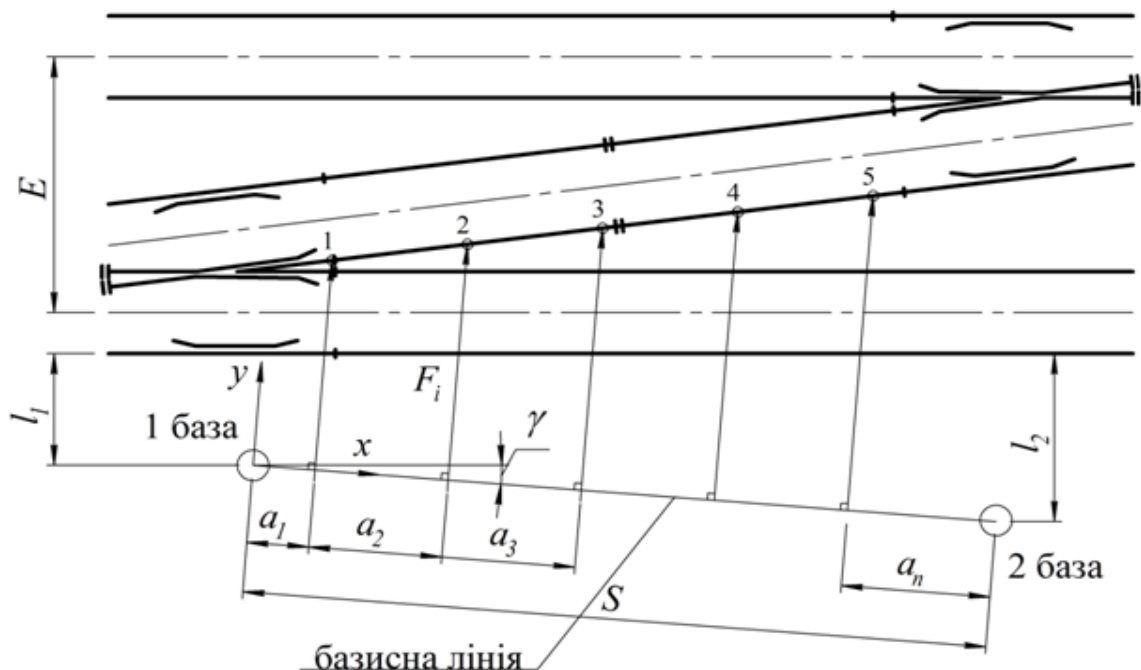


Рис. 2.7. Оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що розбита на узбіччі

2.1.1.6 Оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що розбита по прямому напрямку стрілочного переходу

Даний метод є аналогічним попередньому. За рахунок того, що пряма колія виступає в ролі базисної лінії, полегшується розбивка та виконання обмірів необхідних геометричних параметрів з'єднувальної частини з'їзду.

Недоліком даного методу є те, що при вимірюванні пряма колія може мати горизонтальні нерівності (рис. 2.8), що при обробці результатів відобразиться як фіктивна нерівність на з'єднувальній частині з'їзду.

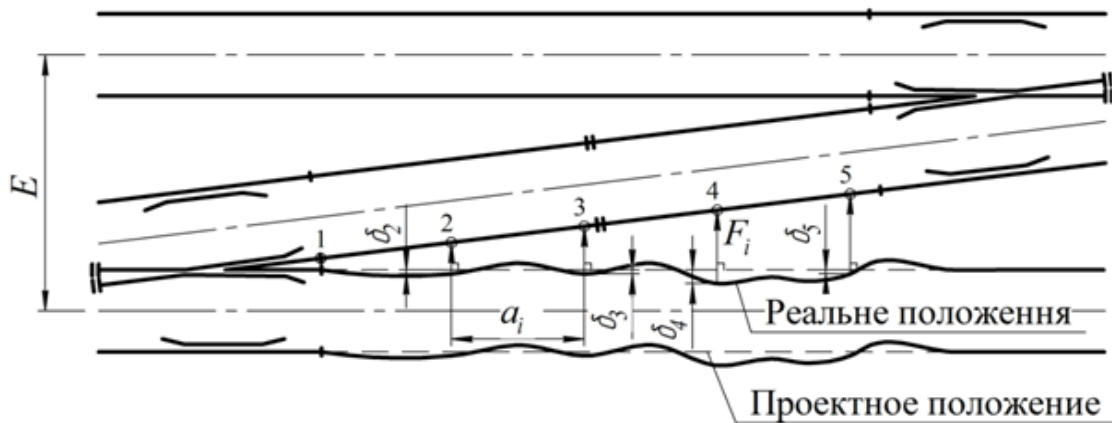


Рис. 2.8. Оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що розбита по прямому напрямку стрілочного переходу

2.1.1.7 Визначення кутів у плані

Кути у плані, як особливий вид горизонтальних нерівностей, відрізняються тим, що виникають в стиках. Технічні засоби для безпосереднього вимірюванні у плані таких нерівностей відсутні.

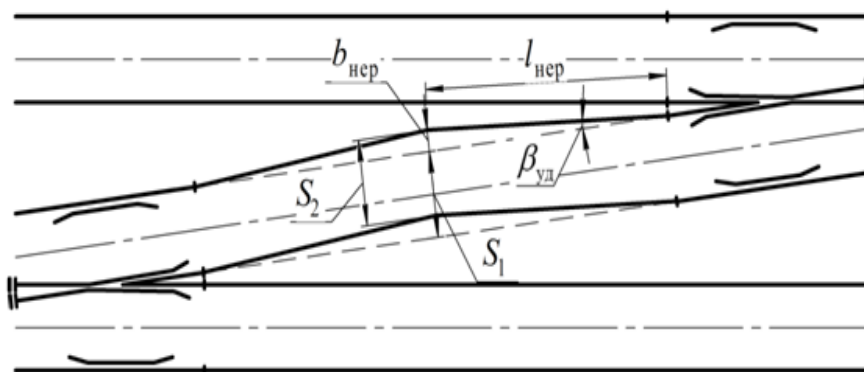


Рис. 2.9. Визначення кутів у плані

Даний метод передбачає попереднє вимірювання довжини рейки $l_{\text{нер}}$ та стріли $b_{\text{нер}}$ при хорді (рис. 2.9). Визначити величину куту удару β можна за формулою:

$$\beta_{\text{уд}} = \arcsin \left(\frac{b_{\text{нер}}}{l_{\text{нер}}} \right). \quad (2.5)$$

Більш докладно питання оцінки положення ділянки з'єднувальної частини з'їзду за величиною кута удару в плані розглянуто в [141].

2.1.1.8 Оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що проходить через центри стрілочних переходів

Даний метод передбачає вимірювання від базисної лінії, яка проходить через центри стрілочних переходів, ординат F_i з певним кроком a_i (рис. 2.10). Даний метод має ряд складнощів. По-перше, складно точно встановити і зафіксувати центр стрілочного переходу, по-друге, складно правильно закріпити базисну лінію, так як заважають рейки прямого напрямку, по-третє, чітко розбити (з певним кроком a_i) базисну лінію. В наслідок того, що базисною лінією виступає нитка, яка має пружні властивості, вимірювання не стабільні та можуть значно коливатися під час вимірювань.

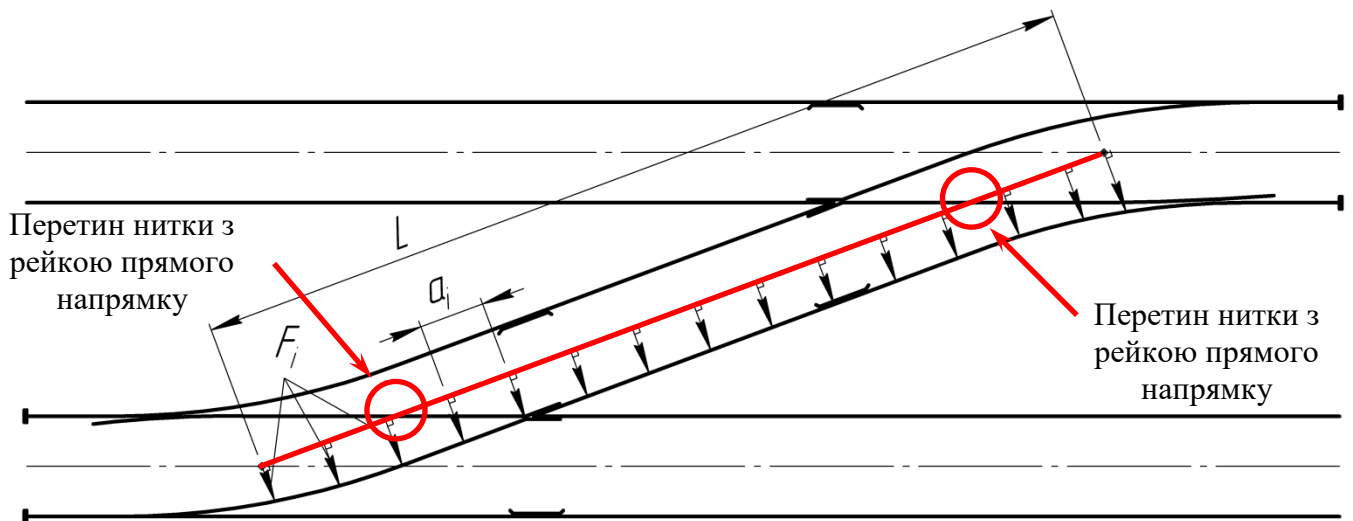


Рис. 2.10. Оцінка положення з'їзду по ординатах від базисної лінії, що проходить через центри стрілочних переходів

2.1.2 Обґрунтування для розробки нової методики

Аналіз можливих та існуючих методів оцінки положення з'єднувальної частини з'їзду у плані показав, що для такої унікальної короткої ділянки колії, застосувати стандартні підходи для її оцінки є некоректним та не завжди доцільним.

Крім того слід прийняти до уваги, що необхідно створити або удосконалити існуючу методику таким чином, щоб отримані результати вимірювань можна було в першому наближенні порівняти з регламентованими значеннями норм та допусків. Всі вищеперераховані методи такої можливості не дають.

Запропоновано оцінювати положення з'єднувальної частини з'їзду за ординатами від базисної лінії, яка знаходиться на невеликій відстані від робочої грані рейки (рис. 2.11).

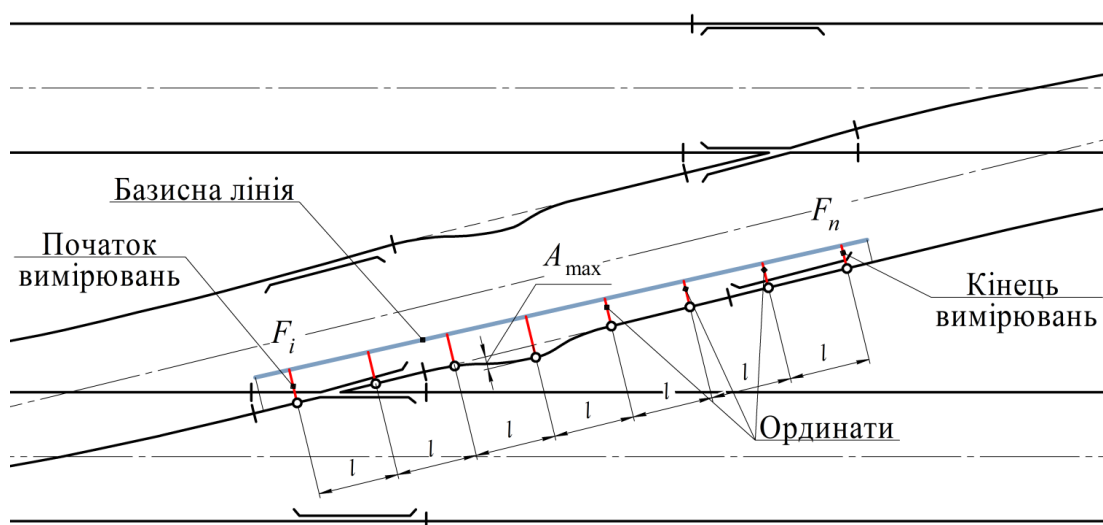


Рис. 2.11. Вимірювання ординат від базисної лінії, що знаходиться на деякій відстані від робочої грані рейки

Проблема використання даного методу полягає лише в тому, що діючі нормативні документи не регламентують порядок використання вимірних ординат. Запропоновано оцінювати стан з'єднувальної частини з'їзду у плані за ординатами, значення яких математично приведені до стріл вигину, порівнюючи які можна отримати стан розглянутої частини [141].

На рис. 2.12 представлено розрахункову схему переходу від ординат, що вимірюються по перпендикулярах до базисної лінії, опущених в точках A , F , B , до стріли вигину FE , що вимірюється від середини хорди довжиною a . Позначимо стрілу вигину FE в i -й точці через f_i . Ординати, виміряні в i -й та сусідніх точках, відповідно F_i та F_{i-1} , F_{i+1} . З геометричних міркувань можна записати формулу для визначення стріли вигину f_i , що вимірюється від середини хорди довжиною a .

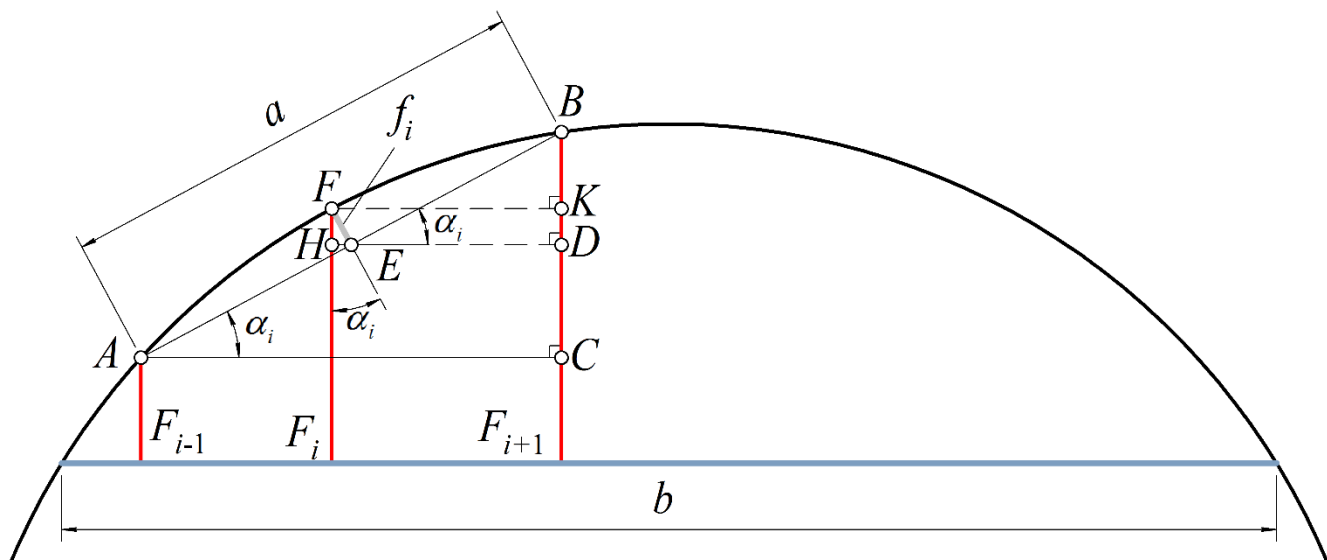


Рис. 2.12. Розрахункова схема переходу від вимірних ординат F до стріли вигину f

Враховуючи той факт, що в реальних умовах кут α має значення близьке до нуля, так що $\cos \alpha \approx 1$, тоді можна записати:

$$f_i = F_i - \frac{1}{2}(F_{i+1} + F_{i-1}), \quad (2.6)$$

де F_i, F_{i-1}, F_{i+1} – ординати, які виміряні від базисної лінії, мм.

Для отримання стріли вигину (при довжині хорди 20 м) в хвостовій частині хрестовини, в першу чергу необхідно з відповідним запасом, який дорівнює половині довжини хорди, додатково розбити колію в передньому вильоті хрестовини, в зоні прямої вставки та перевідній кривій (екстраполяційні точки з номерами $i-4, i-3$ та $n-1, n$ – рис. А.1 додатку А). В такому випадку з'являється додаткова кривизна від перевідних кривих, значення якої потрібно враховувати, як:

$$\Delta F_{Ri} = F_i - F'_i, \quad (2.7)$$

де F'_i – ордината, що виникає за рахунок умовного подовження базисної лінії та робочої грані осердя хрестовини або прямолінійного напрямку в зоні контррейкового вузла.

Пропонується інший підхід до вирішення вищевказаної проблеми: якщо робочі грані осердя та переднього вильоту хрестовини, з однієї сторони, та рейки в зоні контррейки, з іншої сторони, геометрично прямолінійні, тоді достатньо

виміряти ординати у двох (трьох) точках у згаданих зонах (F_{i-2} , F_{i+1} та F_{i+4} , F_{n-2} на рис. А.1 додатку А), а інші допоміжні значення знайти за допомогою методу лінійної екстраполяції.

В результаті таких незначних розрахунків з'являється можливість отримати стрілу вигину, а відповідно, і кривизну, в зоні хвоста хрестовини.

Далі, базуючись на отриманих стрілах вигину при хорді 5 м, достатньо легко перейти до еквівалентних стріл при хорді 20 м. Така трансформація дає можливість в першому наближенні визначити різницю стріл вигину і порівняти отримані значення з допустимими нормативними величинами, що регламентуються нормативною документацією для звичайної колії [54].

2.2 Апробація методики вимірювань геометричного положення з'їзду у плані

Ключова задача будь-яких наукових досліджень - отримання достовірних та надійних даних щодо властивостей об'єктів, в повному обсязі можлива лише для генеральної сукупності усіх об'єктів даних досліджень. Під генеральною сукупністю в даному випадку розуміються всі можливі комбінації стрілочних з'їздів. Враховуючи те, що в межах залізниць України на сьогоднішній момент експлуатується понад 53 тис. стрілочних переводів та глухих перетинів, і приблизно 4-5% з них складають саме стрілочні з'їзди, провести експлуатаційні вимірювання стану останніх в повному обсязі не є можливим. Адже, не враховуючи втрати часу на пропуск поїздів та підготовку до вимірювань, час на заміри ординат у межах одного стрілочного з'їзду може коливатись від 15 до 20 хвилин. В такому випадку для зменшення кількості вимірів та розповсюдження отриманих результатів на всю генеральну сукупність достатньо застосувати методи математичної статистики.

Методика визначення мінімально необхідного обсягу вибірки, якого достатньо (з певним рівнем ймовірності та допустимою похибкою) для оцінки всієї генеральної сукупності, описано в [116]. З точки зору розгляду технічних об'єктів, ймовірність для даної задачі можна прийняти на рівні 0,95, відповідно допустима похибка може становити до 5%. В результаті визначення мінімального обсягу

вибірки за вищезгаданою методикою, було встановлено, що достатньо провести експлуатаційні вимірювання в межах 30 з'їздів.

За розробленою методикою вимірювання ординат, були проведені спостереження на більш ніж 48 з'їздах, при чому для кожного з них ординати визначались двічі: для лівої та правої рейкової нитки (рис. 2.13).

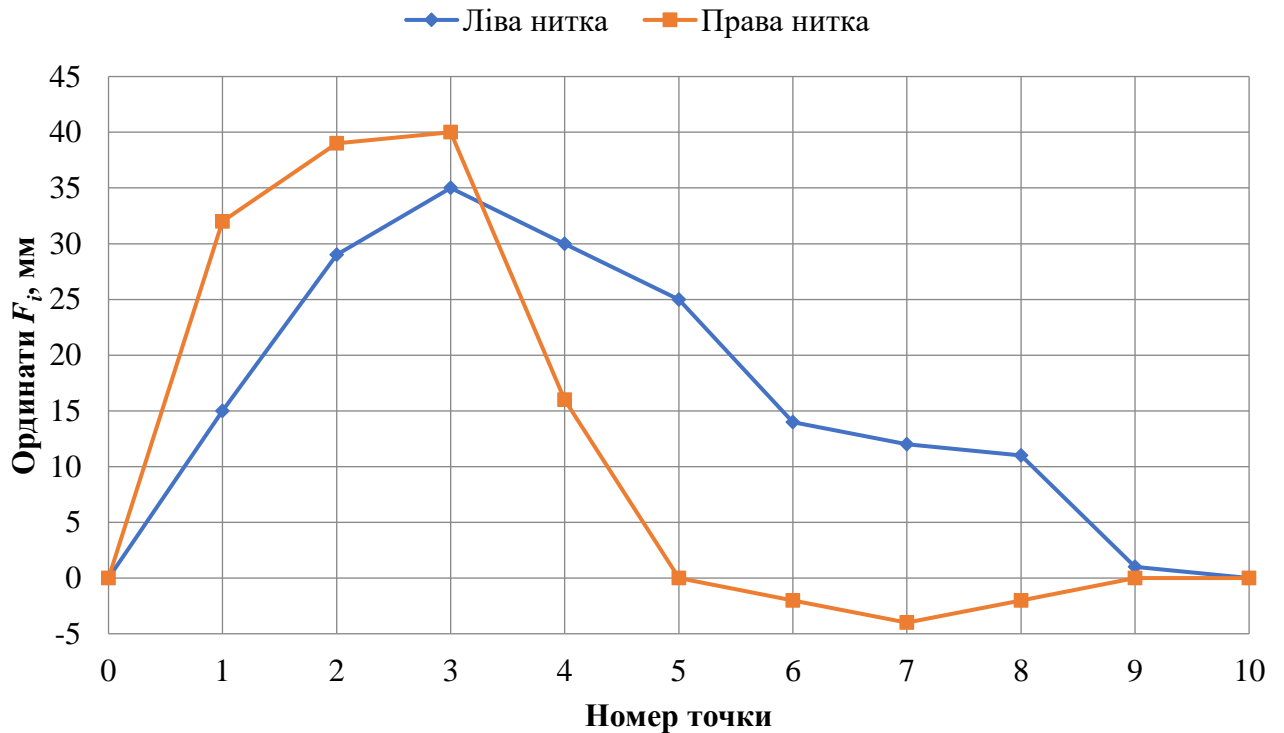


Рис. 2.13. Результати вимірювання ординат у межах одного з'їзду

Проведемо якісний аналіз всього спектру виміряних ординат вздовж з'єднувальної частини стрілочного з'їзду (рис. А.2 додатку А).

В більшості випадків, форма ординат має вигляд напівперіоду синусоїди з характерною точкою різкого падіння ординат до нуля, наприклад в точці 13. Це явище пояснюється наявністю кута удару в плані в околицях цієї точки (рис. 2.14).

Характер зміни ординат з'єднувальної частини дає підстави стверджувати, що переважна більшість розглянутих стрілочних з'їздів вкорочена.



Рис. 2.14. Схема вкороченого стрілочного з'їзду з кутом удару перед хрестовиною

Наступним кроком проаналізуємо відповідність положення стрілочних з'їздів у плані діючим нормативним документам. Для цього результати експлуатаційних досліджень (ординати) математично приводяться до різниці стріл вигину при довжині хорди 20 м і порівнюються з допустимими величинами [54, 83]. На рис. 2.15 зображено відсоток стрілочних з'їздів без обмеження швидкості, з обмеженням до 25 км/год та з закриттям руху по колії.

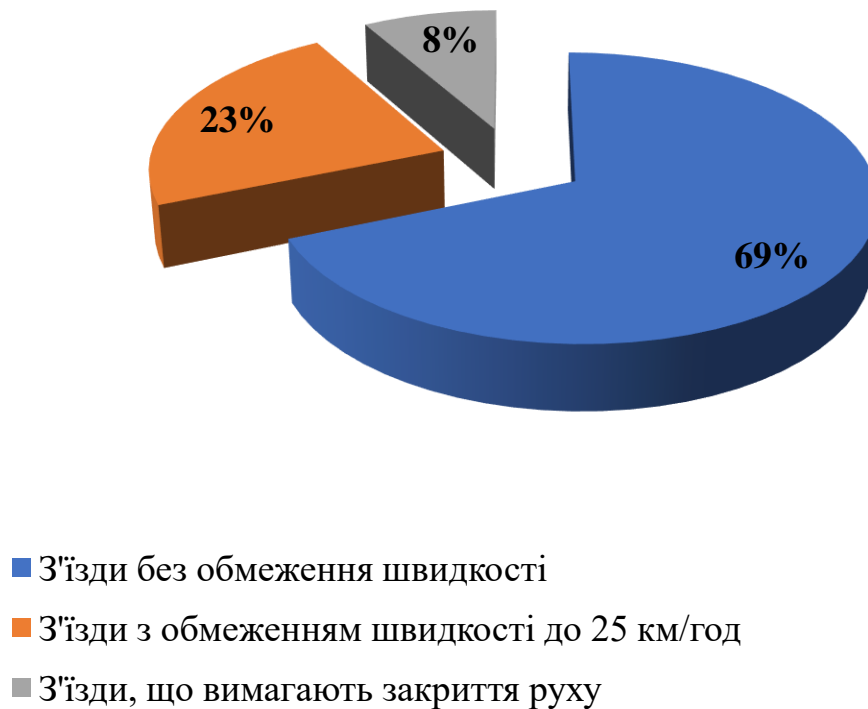


Рис. 2.15. Процентне співвідношення кількості з'їздів, що мають відступи від допусків утримання у плані та відповідні обмеження швидкості

Таким чином, результати діаграми 2.15 підтверджують актуальність проблеми утримання стрілочних з'їздів щодо діючих норм. Слід також акцентувати увагу на тому, що оцінка положення стрілочних з'їздів на сьогоднішній день проводиться лише за критерієм положення у плані. Хоча загальноприйнятою практикою не лише в Україні, а й у всьому світі є комплексна оцінка стану колії як за положенням у плані, так і за шириною колії та за рівнем [9, 118].

Під час обробки результатів експлуатаційних досліджень було з'ясовано, що в межах стрілочного з'їзду (для якого проектне положення передбачає наявність паралельних колій) міжколійна відстань, що виміряна навпроти центрів стрілочних переводів також варіюється (рис. 2.16).

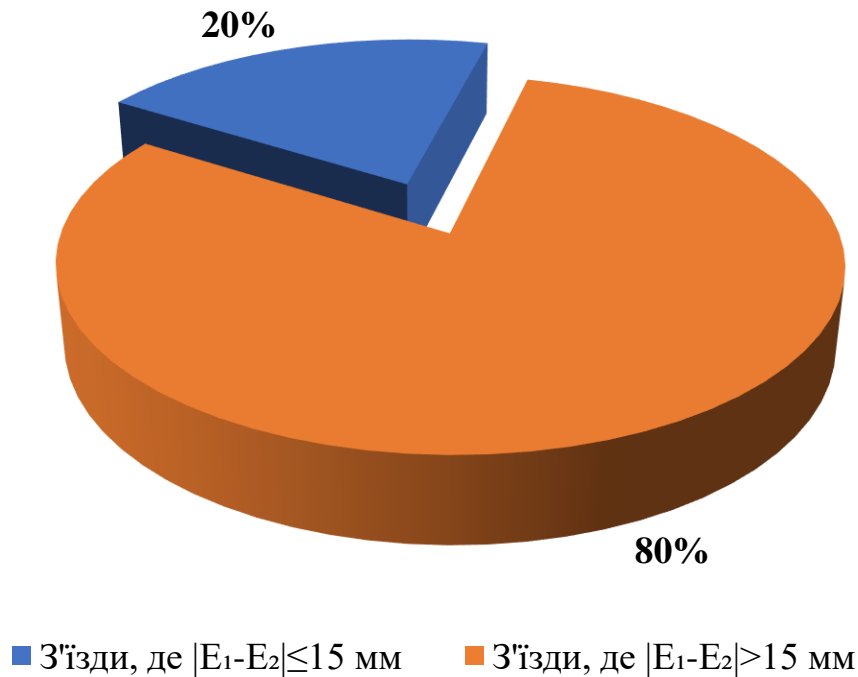


Рис. 2.16. Розподіл з'їздів за критерієм різниці у міжколійї, виміряного навпроти центру стрілочних переводів

За критерій порівняння двох вимірених міжколійних відстаней прийнято їх абсолютну різницю. Якщо нерівність

$$|E_1 - E_2| \leq [\Delta E] \quad (2.8)$$

виконується, в такому випадку можна стверджувати, що стрілочний з'їзд розташовано між паралельними коліями. У формулі (2.8) $[\Delta E]$ – допустима міжколійна різниця для з'їзду між паралельними коліями. Враховуючи ті обставини, що згадані величини $[\Delta E]$ нормативною та технічною документацією не передбачено, пропонується використати допустиму різницю між центрами стрілочних переводів ± 150 мм та розрахувати допустиму міжколійну різницю як $[\Delta E] = 150 \cdot \sin[\tan^{-1}(N)]$. Таким чином, для переводів марок 1/11 чи 1/9 $[\Delta E] \approx 15$ мм.

Результати (рис. 2.16) показали те, що на залізницях України (з вірогідністю 95 %, яка була прийнята для визначення обсягу вибірки), переважна більшість стрілочних з'їздів (80%) розташована між непаралельними коліями. В такому випадку, для стрілочних переводів, які вкладені не за проектними відмітками,

заздалегідь існує ймовірність появи горизонтальних нерівностей у плані в захрестовинній частині.

2.3 Застосування методики вимірювання ординат від базисної лінії для встановлення допустимої швидкості руху по криволінійним стрілочним переводам

Загальновідомо [5, 13, 110], що швидкість руху як для звичайної колії, так і на стрілочних переводах встановлюється за допомогою трьох основних показників:

- міцності та стійкості елементів колії (міцності);
- стійкості рухомого складу (безпеки руху);
- комфортабельності їзди.

Доцільність застосування на стрілочному переводі показників міцності та безпеки руху описано в [140]. Зупинимось більш детально на останньому критерії.

Допустиму швидкість руху поїздів за критерієм комфортабельності їзди можна представити у вигляді:

$$[V] = f([\alpha_{\text{нп}}], [\alpha_{\text{імп}}], [\psi]), \quad (2.9)$$

де $[\alpha_{\text{нп}}]$ – допустиме непогашене поперечне прискорення;

$[\alpha_{\text{імп}}]$ – допустиме імпульсне поперечне прискорення;

$[\psi]$ – швидкість зміни непогашеного прискорення.

Поперечне прискорення імпульсного характеру $\alpha_{\text{імп}}$ виникає при вході рухомого складу на стрілочний перевід в зоні вістряка і переходу від хрестовини до перевідної кривої. При швидкості 40 км/год імпульсне прискорення (згідно з даними [47]) складає 1,6-3,3 м/с², при швидкості 50 км/год – 2,2-4,3 м/с². В рамках проведення даного етапу розрахунків зона вістряка та хрестовини не розглядається. Більше того, жодним нормативним документом допустимі короточасні значення імпульсних прискорень не регламентуються.

Відповідно до існуючих норм утримання допустимі швидкості руху поїздів в кривих ділянках встановлюються за різницею у суміжних стрілах вигину [54]:

$$\Delta f = |f_{i+1} - f_i|, \quad (2.10)$$

де f_{i+1}, f_i – стріли вигину в суміжних точках.

Стріла вигину в будь-якій точці кругової кривої:

$$f = \frac{1000a^2}{8R}, \quad (2.11)$$

де a – довжина хорди;

R – радіус кривої.

Помножимо та поділимо вираз (2.11) на V^2 . Отримаємо.

$$f = 125 \frac{a^2}{V^2} \frac{V^2}{R}. \quad (2.12)$$

Дріб V^2/R – не що інше як відцентрове поперечне прискорення в даній точці кривої $\alpha_{\text{поп}}$.

Упорна нитка бокового напрямку переважної більшості стрілочних переводів влаштовується без підвищення, і тому справедлива рівність $\alpha_{\text{поп}} = \alpha_{\text{нп}}$. Таким чином, швидкість руху поїздів за критерієм допустимого непогашеного прискорення, зі співвідношення (2.12) буде наступним:

$$V_{[\alpha_{\text{нп}}]} \leq a \sqrt{\frac{125[\alpha_{\text{нп}}]}{f}}. \quad (2.13)$$

Як відомо, довжина хорди a приймається в залежності від радіуса кривої й становить 10 м – при $R \leq 400$ м та 20 м – при $R > 400$ м. Довжина стрілочного переводу марки 1/9 і 1/11 приблизно становить 31 і 33,3 м, а протяжність перевідної кривої – 11,9 і 16,5 м. Якщо виконувати вимірювання відповідно до регламенту, отримаємо 2 значення стріл вигину f для марки 1/9 і 3 для марки 1/11. Бачимо, що недостатньо встановити швидкість руху за такою обмеженою кількістю даних. Тому оцінювати положення перевідної кривої, краще за результатами вимірювання ординат від базисної лінії (через кожні 2 м). Для криволінійних стрілочних переводів базисною буде така лінія, яка є умовним продовженням прямої ділянки рамної рейки (рис. 2.17).

На рис. 2.17 величини F_{oi} , $F_{\sigma i}$ – це ординати для основного і бокового напрямку переводу.

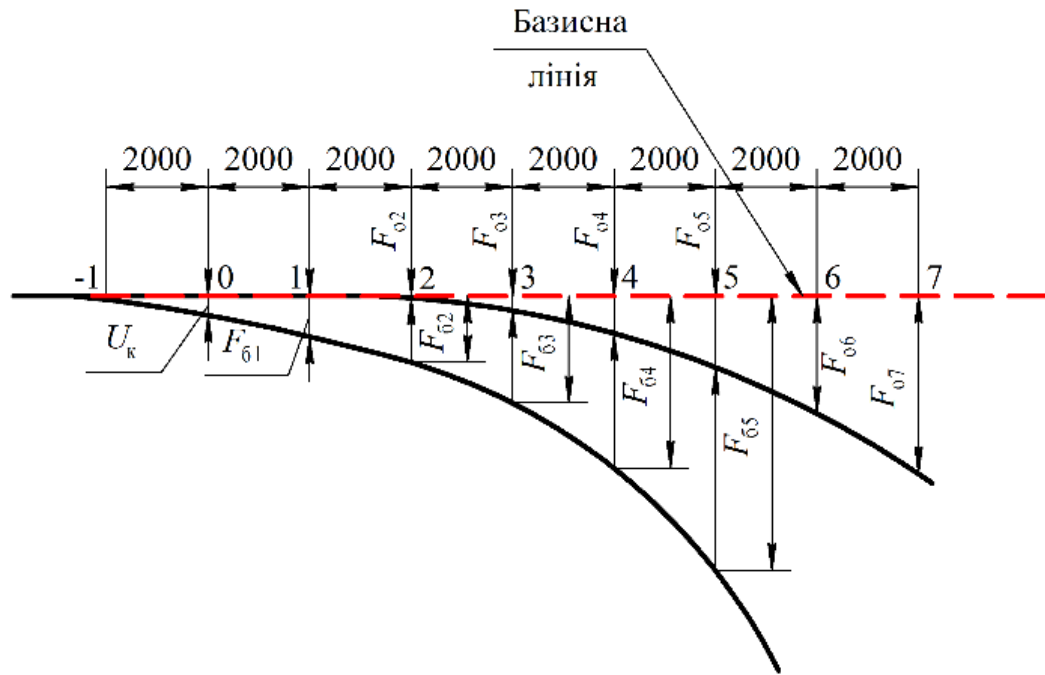


Рис. 2.17. Схема вимірювання ординат основного і бокового напрямку криволінійного стрілочного переходу

Нехтуючи величиною кута повороту хорди a в межах перевідної кривої, формула (2.13) з урахуванням (2.6) прийме вигляд:

$$V_{[\alpha_{\text{нп}}]} \leq \sqrt{\frac{2000[\alpha_{\text{нп}}]}{|F_i - 0,5(F_{i+1} + F_{i-1})|}}. \quad (2.14)$$

Швидкість зміни непогашеного прискорення (виходячи з фізичного поняття похідної) можна представити як $\psi = \dot{\alpha}$. Тут і далі похідна по координаті x позначається штрихом ($'$), а по часу t крапчкою ($\dot{}$).

Проведемо заміну змінної для постійної швидкості руху $\dot{\alpha} = \alpha' \dot{x} = \alpha' V$. Перейдемо від безперервної до дискретної зміни прискорень в сусідніх точках, так що $\psi \approx V \frac{\Delta \alpha}{\Delta x}$. Враховуючи (2.10) та (2.12) знайдемо швидкість за критерієм

допустимої швидкості зміни непогашеного прискорення $[\psi]$:

$$V_{[\psi]} \leq 5 \sqrt[3]{\frac{a^2 [\psi] \Delta x}{|\Delta f|}}. \quad (2.15)$$

Перепишемо формулу (2.10), застосовуючи вираз (2.6) та підставимо в (2.15). Остаточоно отримаємо:

$$V_{[\psi]} \leq 20 \sqrt[3]{\frac{[\psi]}{|F_{i-1} - 3(F_i - F_{i+1}) - F_{i+2}|}}. \quad (2.16)$$

На основі отриманих за формулами (2.14) і (2.16) значень швидкостей приймається найменша:

$$V_{\text{доп}} = \min \left\{ \begin{array}{l} \min \{V_{[\alpha_{\text{мн}}]i}\}, i = \overline{1, n} \\ \min \{V_{[\psi]j}\}, j = \overline{1, n-1} \end{array} \right\}, \quad (2.17)$$

де n – кількість точок вимірювання.

Методика визначення допустимої швидкості руху за критерієм комфортабельності їзди була апробована на реальному стрілочному переводі. Результати вимірювань і розрахунків для бокового напрямку наведено в табл. 2.1

Таблиця 2.1 – Оцінка допустимої швидкості руху по боковому напрямку стрілочного переводу

Номер точки	Відстань від кореня вістряка X_i , м	Ординати F_i , мм	$V_{[\alpha]}$	$V_{[\psi]}$
1	2	3	4	5
-1	-2	116	-	-
0	0	181	60	70 ¹
1	2	258	57	70 ¹
2	4	348	62	40
3	6	449	40	30
4	8	578	64	30
5	10	696	40	40
6	12	842	61	70 ¹
7	14	999	57	68
8	16	1169	65	47
9	18	1350	70 ¹	70 ¹
10	20	1531	70 ¹	70 ¹
11	22	1713	70 ¹	-
12	24	1894	-	-

Примітка: ¹швидкість обмежена до максимальної по основному напрямку

Бачимо, що обмеження виникає лише за критерієм ψ в двох місцях. виправивши у плані значення ординат у вказаних точках можна досягти підвищення швидкості до встановленої для даного криволінійного стрілочного переводу.

2.4 Висновки до розділу

За результатами досліджень, проведеними в цьому розділі, можна зробити наступні висновки:

1. Проведено аналіз можливих методів оцінки положення стрілочних з'їздів у плані. Розглянуті основні переваги та недоліки кожного з методів та обґрунтовано вибір саме такої методики, яка дозволяє не тільки достатньо легко провести вимірювання, а й в подальшому застосувати отримані величини для оцінки з'єднувальної частини з'їзду у плані.

2. Стрілочні з'їзди, які експлуатуються на залізницях України, мають горизонтальні нерівності у плані, характеристики яких у 23 % випадків вимагають обмеження швидкості, а в 8 % – закриття руху. Слід зауважити, що норми [83], які застосовуються для оцінки відступів у плані, розроблені для звичайної криволінійної колії без урахування особливостей геометричних та інерційних характеристик з'їзду – різкої зміни кривизни, приведеної маси металевої частини, яка приймає участь у взаємодії, жорсткості підрейкової основи тощо.

3. Аналіз міжколійних відстаней показав невідповідність проектному положенню стрілочних з'їздів між паралельними коліями. Так, тільки 20 % з'їздів можна вважати укладеними за проектом. Пояснюється це, на думку автора, поодиноким заміною стрілочних переводів, а в деяких випадках, елементів стрілочних переводів, під час виконання ремонтів або реконструкції станційних колій. Причиною зміщення проектного положення центру стрілочного переводу також можуть бути понаднормативні поздовжні та поперечні відносно осі колії сили, що передаються від рухомого складу при русі.

4. Удосконалено методику встановлення допустимої швидкості руху в межах криволінійних стрілочних переводів за критерієм комфортабельності їзди з використанням ординат, виміряних від базисної лінії. Даний підхід дозволяє враховувати реальне геометричне положення (нерівності колії) бокового напрямку стрілочного переводу. Універсальність методики дає можливість оцінити не тільки боковий напрямок звичайних та криволінійних переводів, а й прямих напрямків останніх.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІЇ ТА РУХОМОГО СКЛАДУ В МЕЖАХ З'ЇЗДУ

На сьогоднішній день відомі три основні методи дослідження вимушених коливань рухомого складу при взаємодії з колією:

- натурний експеримент;
- фізичне моделювання;
- математичне моделювання.

Метод експериментальних досліджень знайшов своє застосування як інструмент для перевірки теоретичних передумов і ідеалізацій. Беручи свій початок з самого витоку зародження залізничного транспорту, цей метод продовжує активно використовуватися і в теперішній час [6, 52]. В ряді випадків натурний експеримент надає можливість встановити ті особливості фізичного об'єкта, які не були враховані під час попередніх розрахунків. Проте застосування такого методу досліджень вимагає значних матеріальних та людських витрат на його організацію та проведення.

Другий метод – фізичне моделювання, є своєрідним продовженням експериментальних досліджень. Суть даного методу полягає у визначенні властивостей різних об'єктів та явищ на базі використання зменшеної копії реального об'єкта, які мають однакову фізичну природу [55]. Вищезгаданий метод не знайшов широкого застосування у зв'язку з труднощами зміни розмірів копії моделі в порівнянні з її оригіналом на однакову масштабну одиницю. Наприклад, радіус кривої виражається сотнями метрів (100...1000 м), довжина екіпажу метрами (10..30 м), а зазор в колії – в міліметрах (0...34 мм).

Метод математичного моделювання почав досить активно розвиватися з появою обчислювальної техніки. Сучасні ПК дозволяють створювати математичні моделі складних динамічних систем, які з певним рівнем достовірності, імітують поведінку реальних об'єктів в системі екіпаж-колія.

В даний час складаються основи нового підходу наукових досліджень в сфері утримання та експлуатації колії – математичного моделювання та обчислюваль-

ного дослідження. Сутність цієї методології полягає в заміні реального об'єкта (рейка, скріплення, баласт, земляне полотно і т. і.) його математичної моделлю та вивченню сучасними обчислювальними засобами математичних моделей [14, 58].

Широке застосування математичних методів дозволяє підняти загальний рівень теоретичних досліджень, дає можливість проводити їх в більш тісному зв'язку з експериментальними дослідженнями. Робота не із самим об'єктом (явищем, процесом), а з його моделлю дає можливість відносно швидко і без істотних витрат досліджувати його властивості і поведінку в будь-якому стані.

Водночас обчислювальні дослідження з моделями об'єктів дозволяють детально і глибоко вивчати об'єкти в достатній повноті, недоступної чисто теоретичним підходам. Перевагами математичного моделювання в порівнянні з натурним експериментом є:

1. Економічність (зокрема збереження ресурсів реальної системи).
2. Можливість моделювання гіпотетичних, тобто не реалізованих в природі об'єктів.
3. Можливість моделювання небезпечних або важко відтворюваних режимів (втрата стійкості безстикової колії, моменти сходу рухомого складу з рейок тощо).
4. Можливість зміни масштабу часу (вивчення швидкоплинних чи дуже повільних процесів).
5. Простота багатоаспектного аналізу.
6. Велика прогностична сила внаслідок можливості виявлення загальних закономірностей.
7. Універсальність технічного і програмного забезпечення проведеної роботи (ЕОМ, пакети прикладних програм).

Таким чином, якщо математична модель (з певним рівнем ідеалізацій) достатньо повно описує процеси, що виникають в його реальній аналогії, експериментальні дослідження достатньо провести для отримання вихідних даних та перевірки певних особливостей поведінки моделі.

3.1 Удосконалення математичної моделі взаємодії колії і рухомого складу в межах з'їзду

Аналіз розвитку досліджень з питань взаємодії колії та рухомого складу, який був детально проведений в першому розділі показав широкий спектр різних підходів та математичних моделей для вирішення практичного кола задач. В роботі запропоновано одночасно враховувати більш детальну модель вагона та багатомасову модель колії, що в попередніх дослідженнях розглядалися, як правило, окремо.

3.1.1 Особливості моделювання взаємодії колії і рухомого складу в межах з'їздів

Особливості, які необхідно врахувати при визначенні впливу колії у межах з'їздів на вимушені коливання рухомого складу:

- різке коливання приведеної маси металеві частини стрілочного переводу при взаємодії, тобто перехід від хрестовини до звичайної колії;
- нерівножорсткість підрейкової основи у горизонтальному та вертикальному напрямку вздовж стрілочного з'їзду;
- зміна нахилу підшви рейок до горизонту від 0 до $1/20$;
- наявність стикових нерівностей в зоні поєднання хрестовини і рейок (винятком є окремі переводи, які укладають і вварюють на безстикових ділянках);
- імпульсна зміна кривизни рейкової колії на досить короткій протяжності (в зоні з'єднувальної частини);
- відсутність підвищення рейки як на самому стрілочному переводі, так і в захрестовинній кривій (при її наявності).

Аналізуючи результати експериментальних та теоретичних досліджень щодо впливу нахилу рейок на залізобетонних шпалах в кривих на величини динамічних сил та деформацій [90] встановлено, що всі показники напружено-деформованого стану колії мало залежать від нахилу рейок. В подальшому ця особливість конструкції стрілочних переводів у дослідженнях не використовується.

3.1.1.1 Вплив горизонтальних нерівностей колії

Бокове відхилення рейкових ниток у плані від прямолінійного обриса розглядається як нерівність в горизонтальній площині і надає вплив, що збудує динамічну модель рухомого складу при проходженні.

Стрілочний з'їзд у плані задається покоординатно на основі геометричних параметрів стрілочних переводів, таких як:

- передній виліт рамної рейки m_1 ;
- радіус $R_{пк}$ та довжина перевідної кривої $l_{кп}$;
- довжина прямої вставки перед хрестовиною d ;
- передній $h_{хр}$ та задній виліт хрестовини $P_{хр}$;
- радіус $R_{зк}$ та довжина захрестовинної кривої $l_{зк}$ (при наявності).

Також для визначення координат з'їзду необхідно попередньо встановити величину міжколійя та довжину прямої вставки між захрестовинними кривими (при наявності останніх).

Амплітуду бокового відхилення колії у в залежності від координати x для будь-якої кривої можна визначити із диференційного співвідношення, яке описує кривизну кривої:

$$\rho_i = R_i^{-1} = \frac{y''}{\left[1 + (y')^2\right]^{\frac{3}{2}}}, \quad (3.1)$$

де R_i – радіус кривизни.

Замінюючи $y'' = \ddot{y}V^{-2}$, $y' = \dot{y}V^{-1}$ співвідношення (3.1) можна переписати у вигляді:

$$\rho_i = R_i^{-1} = \frac{\ddot{y}V^{-2}}{\left[1 + (\dot{y}V^{-1})^2\right]^{\frac{3}{2}}}. \quad (3.2)$$

де V – швидкість руху екіпажу.

Залишається отримати аналітичну залежність $\rho_i = f(x)$. Беручи до уваги загальну схему укладання з'їзду (див. рис. 1.2), запишемо:

$$\rho_i = \begin{cases} 0, & x \leq l_1, \\ \frac{1}{R_1}, & l_1 < x \leq l_1 + l_2, \\ 0, & l_1 + l_2 < x \leq l_1 + l_2 + l_3, \\ \dots & \\ \frac{1}{R_i}, & \sum_{i=1}^{n-1} l_i < x \leq \sum_{i=1}^n l_i, \\ 0, & x > \sum_{i=1}^n l_i, \end{cases} \quad (3.3)$$

де l_i – довжина відповідної ділянки, де змінюється кривизна;

n – кількість ділянок (для рис. 1.2 $n = 9$).

Приклад моделювання кривизни на скороченому з'їзді з прямою вставкою між паралельними коліями представлено на рис. 3.1. Використані стрілочні переводи проектів М1740.

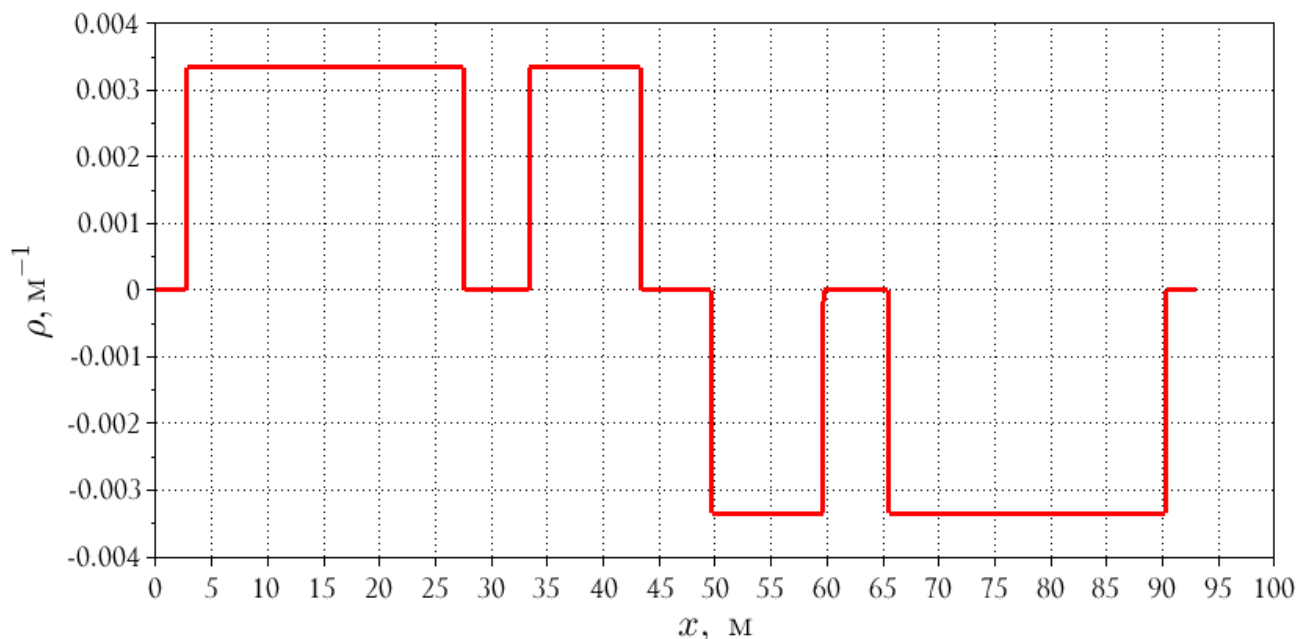


Рис. 3.1. Моделювання кривизни на ідеальному (без горизонтальних нерівностей) з'їзді

Кутова діаграма для вищезгаданого прикладу зображена на рис. 3.2. На цьому ж рисунку можна помітити, що діаграма починається не з нульової позначки. Пояснюється це наявністю початкового кута β_n в зоні вістря вістряка, величина

якого для стрілочного переводу типу Р65 марки 1/11 проекту М1740 становить $0^{\circ}27'19,56''$.

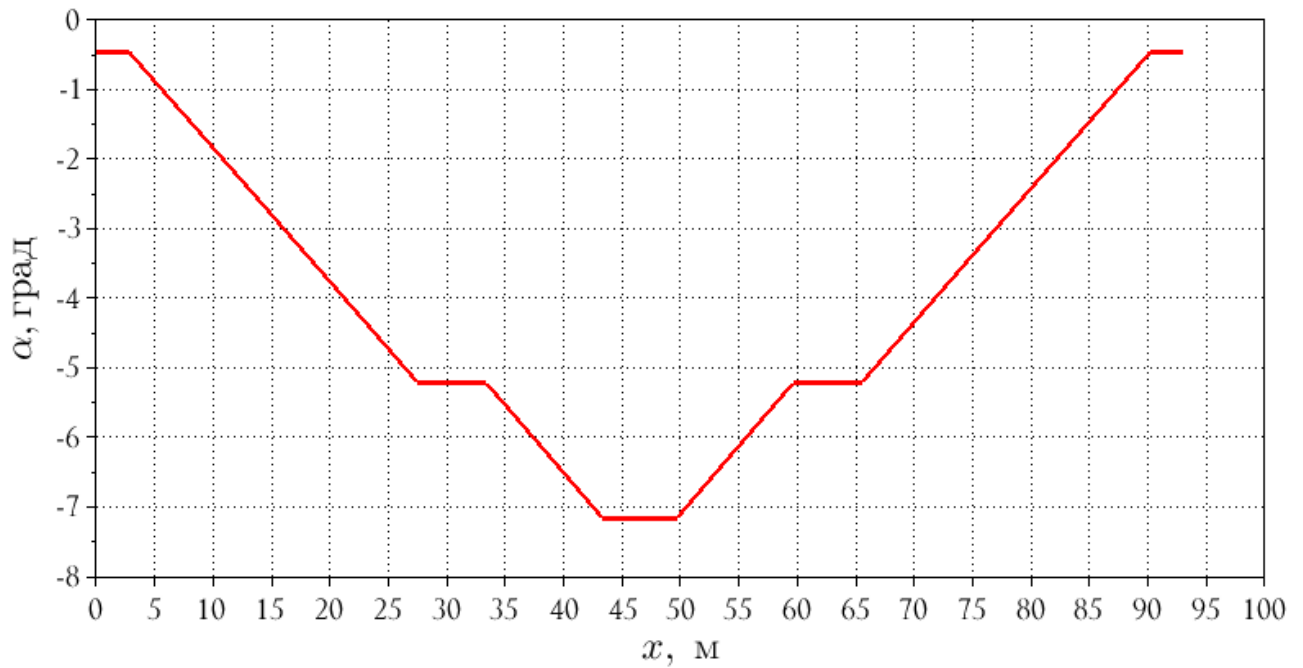


Рис. 3.2. Кутова діаграма в межах з'їзду

В результаті інтегрування диференційного рівняння (3.1) із застосування кривизни $\rho_i = f(x)$, яка зображена на рис. 3.1, отримано положення з'їзду у плані (рис. 3.3).

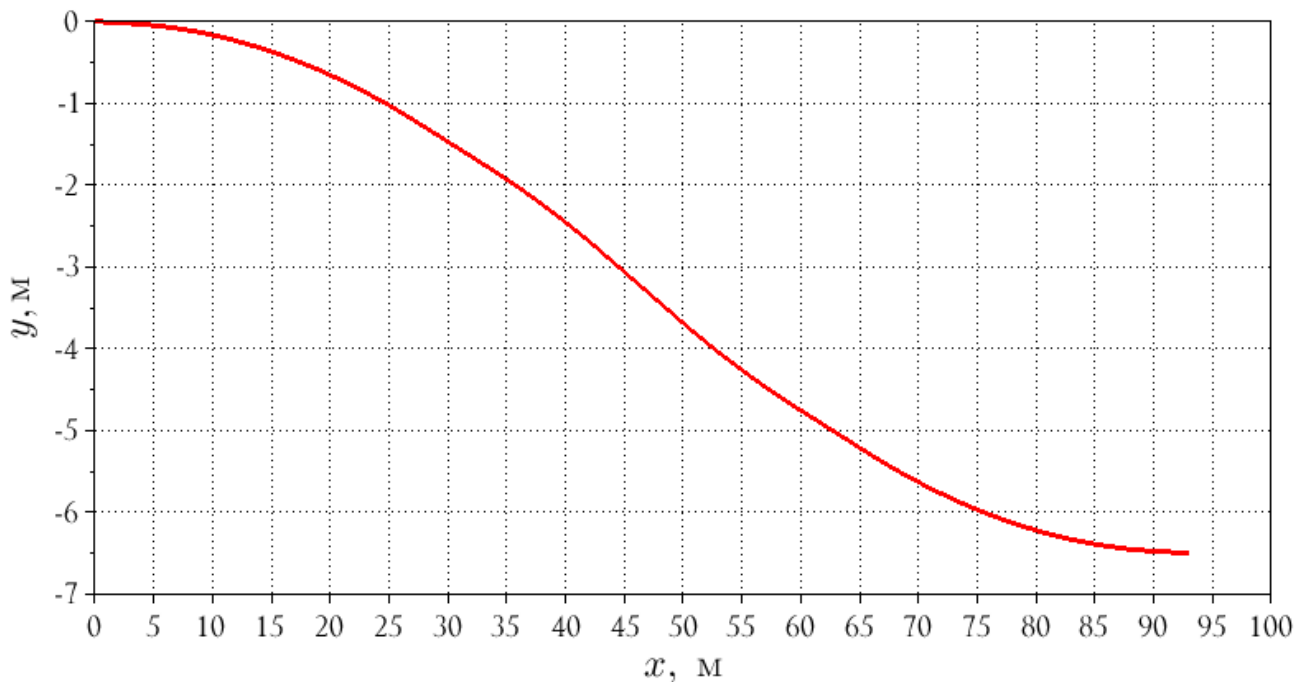


Рис. 3.3. Положення з'їзду у плані

Найчастіше локальну, як горизонтальну, так і вертикальну нерівність рейкових ниток під час досліджень взаємодії колії та рухомого складу аналітично представляють у вигляді [102]:

$$y = \frac{a_{\text{нер}}}{2} \left\{ 1 - \cos \left[\frac{2\pi(x - x_{\text{зм}})}{l_{\text{нер}}} \right] \right\} \times \left[H(x - x_{\text{зм}}) - H(x - x_{\text{зм}} - l_{\text{нер}}) \right], \quad (3.4)$$

де $a_{\text{нер}}$, $l_{\text{нер}}$ – амплітуда і довжина нерівності;

$x_{\text{зм}}$ – початкове положення нерівності;

$H(x)$ – одинична функція (функція Гевісайда).

Першу похідну від нерівності (3.4), яка використовується для визначення деформації зв'язків між колесом та рейкою, при заміні $x = Vt$ запишемо:

$$\dot{y} = \frac{a_{\text{нер}}\pi V}{l_{\text{нер}}} \sin \left[\frac{2\pi(x - x_{\text{зм}})}{l_{\text{нер}}} \right] \times \left[H(x - x_{\text{зм}}) - H(x - x_{\text{зм}} - l_{\text{нер}}) \right], \quad (3.5)$$

Другу похідну від нерівності (3.4) необхідно застосовувати для визначення реального положення з'їду з урахуванням горизонтальних нерівностей:

$$\ddot{y} = -\frac{2a_{\text{нер}}(\pi V)^2}{l_{\text{нер}}^2} \cos \left[\frac{2\pi(x - x_{\text{зм}})}{l_{\text{нер}}} \right] \times \left[H(x - x_{\text{зм}}) - H(x - x_{\text{зм}} - l_{\text{нер}}) \right], \quad (3.6)$$

3.1.1.2 Вплив вертикальних нерівностей колії

Як вже відмічалось раніше, нерівності колії за характером зміни вздовж колії можна умовно поділити на регулярні (існують на всій ділянці руху) та локальні (існують тільки на коротких, локальних ділянках колії).

Геометричні локальні нерівності у профілі моделюються з урахуванням зауважень та пропозицій, викладених в [21].

Нерівності в профілі (регулярні) моделюються у вигляді прямолінійних ділянок з різними ухилами (рис. 3.4).

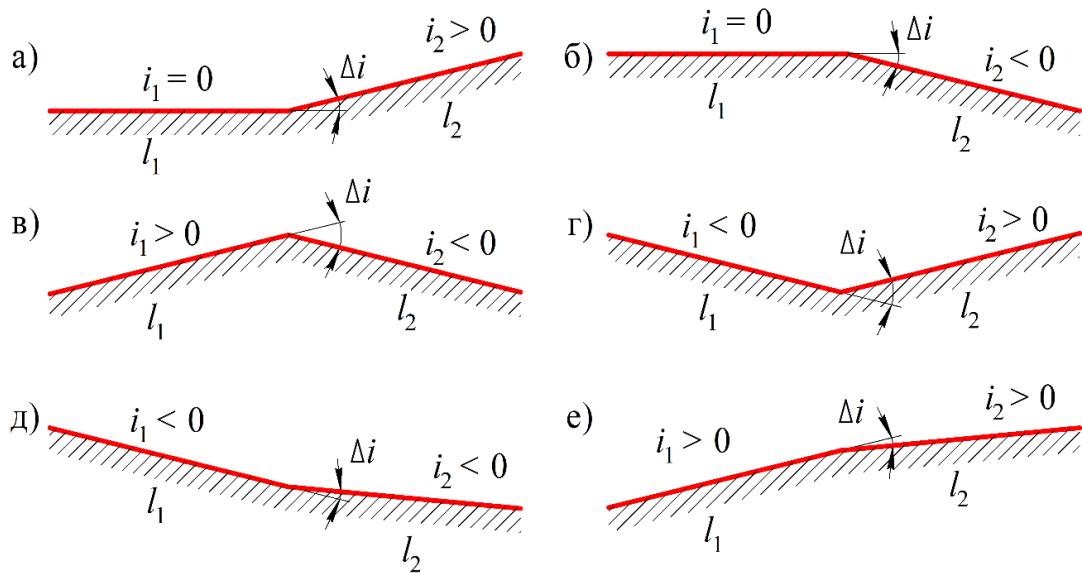


Рис. 3.4. Прямолинійна нерівність у вигляді ухилів

- а) сполучення нульової площадки і підйому; б) сполучення нульової площадки і спуску;
 в), г), д), е) сполучення ухилів різної величини

Точка перелому профілю знаходиться на середині відстані між центрами стрілочних переводів, які утворюють з'їзд.

3.1.2 Розрахункова схема

Під час удосконалення просторової математичної моделі взаємодії у межах з'їзду залізничної колії та рухомого складу застосовані наступні припущення:

- всі тіла системи (включаючи елементи ВБК) розглядаються як абсолютно тверді, т. як їх жорсткість на декілька порядків вища за жорсткість з'єднуючих елементів;
- центри ваги тіл співпадають з їх геометричним центром;
- переміщення тіл системи рахуються малими по відношенню до геометричних розмірів самих тіл (геометрична лінійність);
- значення жорсткості і коефіцієнта дисипації для аналогічних зв'язків у межах кузова однакова для різних візків та колісних пар;
- колія під однією колісною парою розглядається як багатомасова модель;
- елементи ВБК та екіпажу розглядаються без зносу;

- в якості збурення при дослідженні вимушених коливань екіпажу прийняті геометричні нерівності лівої і правої рейкової нитки.

Для обґрунтування розрахункової моделі колії та екіпажу проведемо порівняльний аналіз впливу різного ступеня деталізації системи та ступенів вільності на величини контактних динамічних сил між колесом та рейкою. До розгляду приймалися три схеми:

- 1 схема – половина кузова, візок, 2 колісні пари, 2 маси колії (7 ступенів вільності);
- 2 схема – кузов вагона, 2 візки, 4 колісні пари, 4 маси колії (14 ступенів вільності);
- 3 схема – вагон, як для 2-ї схеми, колія під одним колесом – приведена маса металеві частини, маса шпали та баласту.

В якості збурення систем використано групу синусоїдальних нерівностей. Приклад результатів моделювання для трьох розрахункових схем представлено на рис. 3.5.

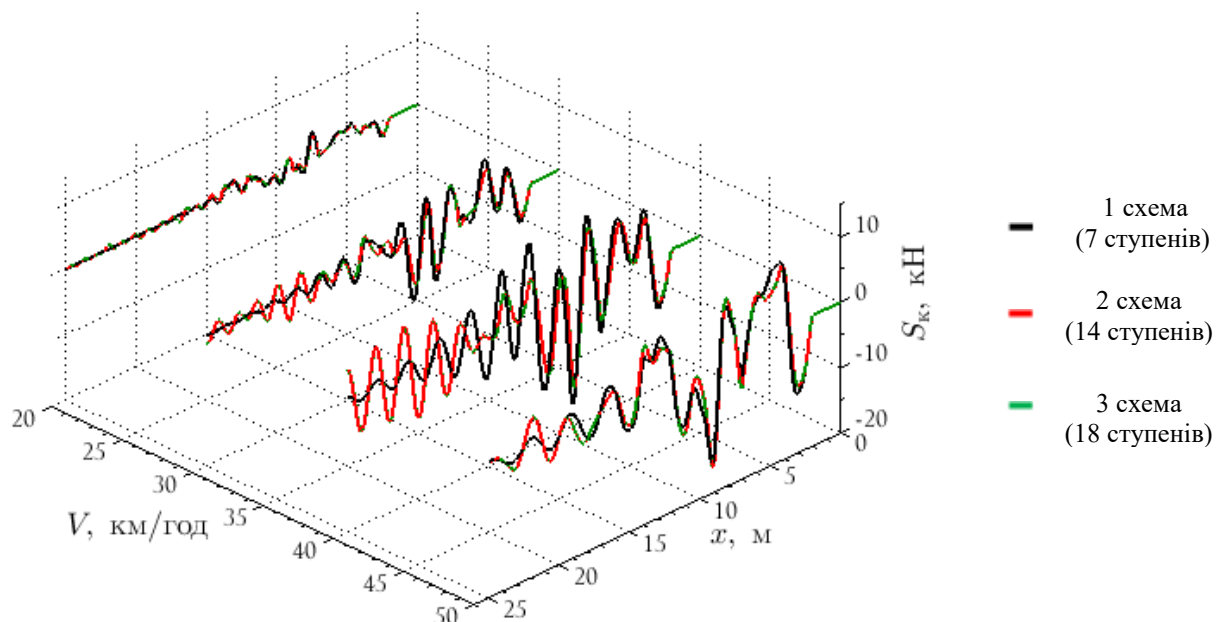


Рис. 3.5. Порівняння динамічних контактних сил пари «колесо-рейка» для різних розрахункових схем

З аналізу отриманих осцилограм встановлено, що має місце деяке збільшення сил взаємодії колеса та рейки при застосуванні 1-ї схеми по відношенню до 2-ї та

3-ї. Якщо прийняти за 100% значення сил при неврахуванні галопування кузова (1 схема), то з його врахуванням отримаємо, що сила на контактні колеса та рейки зменшиться на 0,4-2,1 кН або 11-23%. Одночасно з цим, в розрахунковій схемі, де колія розділена на декілька окремих складових (3 схема), значення динамічних сил по відношенню до моделі, де маса зосереджена в одній точці (2 схема), суттєво не відрізняються (1-2%). Аналогічним чином встановлено співвідношення динамічних сил при дослідженнях рівня деталізації просторової моделі колії та екіпажу.

3.1.2.1 Розрахункова модель вагона

Як показали попередні дослідження [39], найбільш розповсюджений тип вантажного рухомого складу в межах України – піввагон на візках моделі 18-100. Тому для якісної та кількісної оцінки результатів моделювання силового впливу на колію в межах з'їзду було обрано даний тип рухомого складу.

В даних дослідженнях екіпаж розглядається як система, що складається з 11 твердих тіл (кузов, дві надресорні балки, чотири бокові рами візків та чотири колісні пари), що поєднані між собою різного типу зв'язками, і рухається по пружно-дисипативній дискретній моделі колії з особливостями, які були раніше наведені в п. 3.1.1. Розрахункова динамічна схема піввагона на візках моделі 18-100 приведена на рис. Б.1-Б.2 додатку Б. На рис. Б.1 б) прийнятий позитивний напрямок координат системи.

В даній розрахунковій схемі піввагона прийняті наступні позначення:

$m^k, m^{нб}, m^{бр}, m^{кп}$ – маса кузова, надресорної балки, бокової рами візка, колісної пари з буксами відповідно;

$I^k, I^{нб}, I^{бр}, I^{кп}$ – головні моменти інерції кузова, надресорної балки, бокової рами візка та колісної пари з буксами відповідно;

$k^п, \beta^п, f^п$ – відповідно жорсткість, коефіцієнт в'язкого та «сухого» тертя вузла «п'ятник-підп'ятник»;

$k^{кв}, \beta^{кв}, f^{кв}$ – жорсткість, коефіцієнт в'язкого та «сухого» тертя ковзуна;

$k^п, f^п$ – жорсткість і коефіцієнт сухого тертя центрального підвішування у

трьох площинах;

$k_{\psi}^{\Pi}, f_{\psi}^{\Pi}$ – кутова жорсткість та коефіцієнт сухого тертя при повороті бокової рами по відношенню до надресорної балки у площині xOy ;

$k^{\delta}, \beta^{\delta}, f^{\delta}$ – жорсткість, коефіцієнт в'язкого та «сухого» тертя між буксою та боковою рамою;

f_{ψ}^{δ} – коефіцієнт «сухого» тертя між буксою та боковою рамою візка при вилянні.

3.1.2.2 Розрахункова модель колії

В [88], аналізуючи роботу колії під навантаженням, дійшли висновку, що розрахункова схема, в якій вся маса колії зосереджена в одній точці, є неприйнятною. Також у згаданій роботі наголошують на тому, що рейка і шпала, особливо при наявності пружних елементів між ними (прокладок), коливаються окремо з різними частотами. Крім того, неправильно розглядати залізобетонну шпалу, яка приймає участь у взаємодії з рухомим складом як єдине ціле з баластом.

Враховуючи вище вказані зауваження та результати порівняння деталізації системи, колія під одним колесом в даній роботі пропонується розглядати у вигляді системи, яка складається з 3 твердих тіл – приведеної маси рейки або металеві частини, бруса та баласту (рис. 3.6).

На розрахунковій схемі колії (рис. 3.6.) позначені наступні величини:

$m_{\text{пр}}^{\text{р}}, m_{\text{пр}}^{\text{шп}}, m_{\text{пр}}^{\text{бал}}$ – приведена маса рейки (металевої частини), шпали (бруса) та баласту відповідно;

$k^{\text{р}}, \beta^{\text{р}}$ – жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя в зоні контакті колеса та рейки;

$k^{\text{скр}}, \beta^{\text{скр}}$ – жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя рейкового скріплення у напрямку осей z та y ;

$k^{\text{шп}}, \beta^{\text{шп}}$ – вертикальна жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя шпальної основи;

$k^{\text{бал}}, \beta^{\text{бал}}$ – сумарна вертикальна жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя баластного шару та основної площадки земляного полотна.

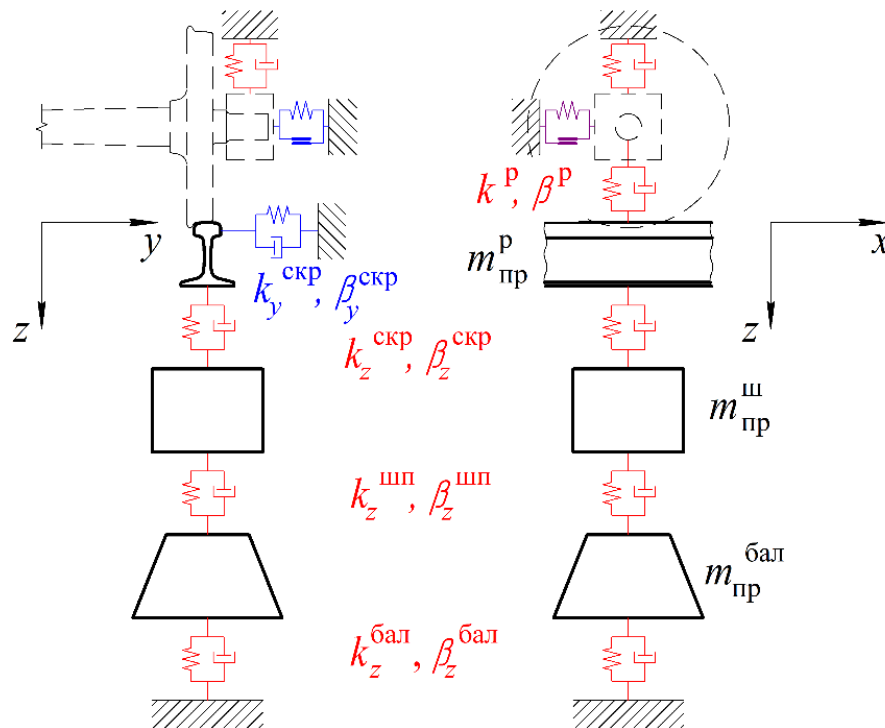


Рис. 3.6. Розрахункова динамічна схема колії під одним колесом

Слід більш детально зупинитись на описані механічних та інерційних характеристик колії, адже як зазначається у багатьох дослідженнях [14, 22, 42, 48 та ін.] саме ці величини відносяться до найважливіших розрахункових параметрів і безпосередньо приймають участь у формуванні динамічних сил між колесом та рейковою колією.

Приведена маса металеві частини, що приймає участь у взаємодії з одним колесом $m_{\text{пр}}^{\text{р}}$, змінюється вздовж стрілочного з'їзду за наступним нелінійним законом:

$$m_{\text{пр}}^p(x) = \begin{cases} m_{\text{пр}0}^p, & x < l_1, \\ m_{\text{пр}0}^p + (m_{\text{пр}1}^p - m_{\text{пр}0}^p) \frac{(x-l_1)^2}{l_2} \left(3 - 2 \left(\frac{x-l_1}{l_2} \right) \right), & l_1 \leq x < l_1 + l_2, \\ m_{\text{пр}1}^p, & l_1 + l_2 \leq x < l_1 + l_2 + l_3, \\ \dots \\ m_{\text{пр}k-1}^p, & \sum_{i=1}^{n-2} l_i \leq x < \sum_{i=1}^{n-1} l_i, \\ m_{\text{пр}k-1}^p + (m_{\text{пр}k}^p - m_{\text{пр}k-1}^p) \frac{(x-l_{n-1})^2}{l_n} \left(3 - 2 \left(\frac{x-l_{n-1}}{l_n} \right) \right), & \sum_{i=1}^{n-1} l_i \leq x < \sum_{i=1}^n l_i, \\ m_{\text{пр}k}^p, & x \geq \sum_{i=1}^n l_i, \end{cases} \quad (3.7)$$

де $m_{\text{пр}k}^p$ – приведена маса металевої частини відповідної ділянки стрілочного з'їзду;

l_i – довжина відповідних ділянок. При цьому довжина парних ділянок ($i \bmod 2 = 0$), які представляють собою ділянки перехідної маси, варіюється і залежить від $\Delta m_{\text{пр}}^p = |m_{\text{пр}k}^p - m_{\text{пр}k-1}^p|$.

У формулі (3.7) невідомими залишаються конкретні значення приведеної до точки контакту маси рейки на різних ділянках $m_{\text{пр}k}^p$.

Переважна більшість досліджень з визначення приведеної зосередженої в точці контакту колеса та рейки маси на базі значень розподіленої маси колії [22, 37, 81] побудована за принципом повної енергії системи та з використанням дисипативної функції Релея:

$$m_{\text{пр}k}^p = \frac{3q^p}{2gk_z}, \quad (3.8)$$

де q^p – приведена вага 1 м рейки або рейко-шпальної решітки (в залежності від вирішуваної задачі);

k_z – коефіцієнт відносної жорсткості рейки та рейкової основи.

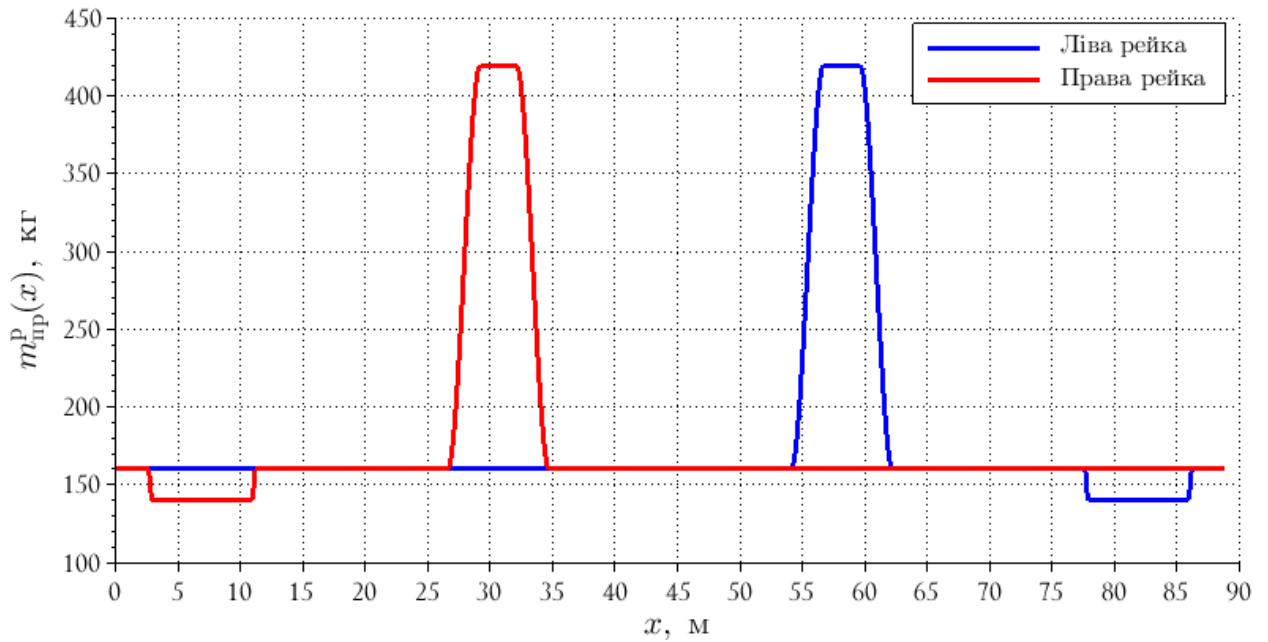


Рис. 3.7. Моделювання приведеної маси металевої частини вздовж з'їзду (у вертикальній площині)

Приклад моделювання приведеної маси металевої частини з'їзду, який утворено з двох лівосторонніх стрілочних переходів зображено на рис. 3.7. Дві характерні ділянки, на яких відбувається коливання приведеної маси рейки – це зона стрілки та хрестовини відповідно.

Приведена маса баласту $m_{\text{пр}}^{\text{бал}}$ в межах однієї шпали, що приймає участь у взаємодії (рис. 3.8):

$$m_{\text{пр}}^{\text{бал}} = \rho h^2 \left[\frac{ab}{h} + (a + b) \text{tg}\beta + \frac{4}{3} h \text{tg}^2 \beta \right], \quad (3.9)$$

де ρ – щільність баласту;

h – товщина баласту під шпалою (брусом);

a – ширина підшви шпали (бруса);

b – довжина підшви напівшпали (напівбруса), яка приймає участь в розподілі навантаження від рухомого складу на баласт;

β – кут розподілення напружень по баласту.

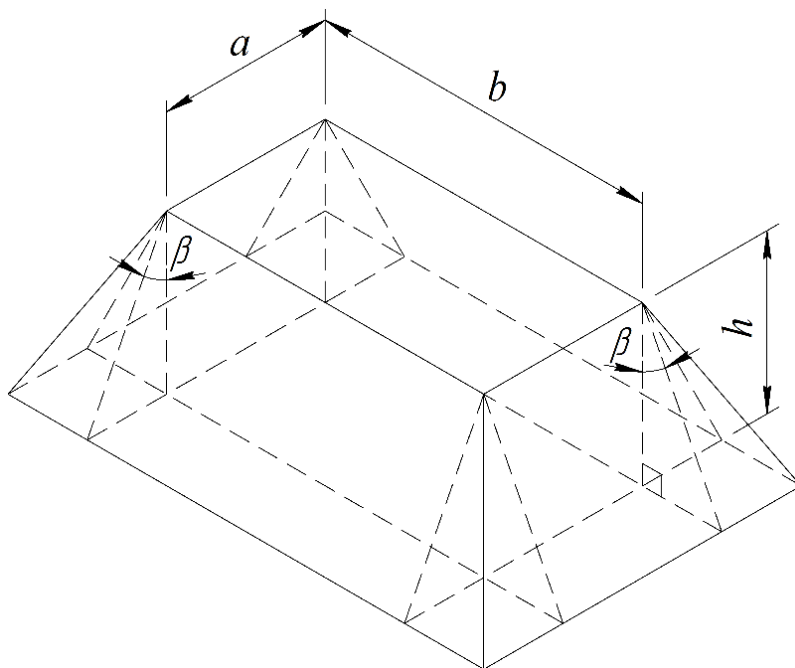


Рис. 3.8. Об'ємна модель частини баласту, яка приймає участь у взаємодії

Довжина підосви напівшпали (напівбруса):

$$b = f(l_{ш(бр)}, a_i), \quad (3.10)$$

де $l_{ш(бр)}$ – довжина шпали (бруса);

a_i – положення рейок відносно осі шпали (бруса).

Перейдемо до розгляду жорсткості колії. У більшості випадків при дослідженнях сил взаємодії між колесом рухомого складу та рейкою вона приймається постійною

[70, 84, 108, 128 та ін.]. В низці деяких робіт [67, 132] жорсткість прийнята нелінійно залежною від величини навантаження. Таке уточнення наближає розрахункову схему до реального стану, проте ступінь впливу на величини сил виявляється несуттєвим.

Між тим, в реальних умовах жорсткість колії може носити випадковий характер, проте мати деякі періодичні закономірності. Вперше на цю обставину звернули увагу під час експериментального визначення модуля пружності для ланкової колії на залізобетонних шпалах [125]. Вертикальний модуль пружності підрейкової основи U_z пов'язаний з сумарною жорсткістю колії K_z відомим співвідношенням [54]:

$$K_z = (64EI_i)^{\frac{1}{4}} \cdot (U_z)^{\frac{3}{4}}, \quad (3.11)$$

де $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі;

I_i – приведений момент інерції рейки при роботі на вертикальний вигин, який враховує вплив незавантажених рейок (при їх наявності).

Отже, з вищенаведеного випливає те, що закономірності зміни модуля пружності вздовж колії будуть справедливими і для жорсткості колії.

В роботі [74] сформульовано основні закономірності зміни жорсткості вздовж колії і показано, що у перерізах над шпалами і в міжшпальних прольотах вона відрізняється. Крім того, відомо, що жорсткість колії в місцях розташування різних шпал (від шпали до шпали), рівно як і від одного міжшпального прольоту до іншого, як правило, різна. На базі цих припущень жорсткість колії в [74] розглядається у вигляді ряду Фур'є:

$$K_z(x) = K_z^0 \left[1 + \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cos\left(\frac{2\pi}{l_i} x\right) \right], \quad (3.12)$$

де K_z^0 – середня величина жорсткості рейкової нитки для даної колії;

l_i – довжина хвилі зміни жорсткості i -ї гармоніки;

A_i – коефіцієнт, що дорівнює відношенню амплітуди коливань зміни жорсткості i -ї гармоніки до середньої жорсткості рейкової нитки.

Зазначимо, що отримані у вищезгаданій роботі результати не дають чіткого розуміння щодо ступеня впливу змінної вздовж колії жорсткості на величини додаткових динамічних сил і, відповідно, необхідності застосування такого підходу для оцінки показників динаміки рухомого складу. До того ж, в [74] розглядається плоска розрахункова модель у вертикальному напрямку, яка складається з трьох жорстких тіл, і не враховує додаткові коливання системи, а, відповідно, і динамічні добавки, що виникають за рахунок бокового хитання та галопування. Тому автором було прийняте рішення щодо проведення додаткових досліджень з метою оцінки впливу параметричної жорсткості вздовж колії на рівень динамічних сил.

Для даних досліджень була використана раніше апробована математична модель вантажного вагона, основні положення якої докладно розкриті в [17]. Колія розглядалась як безінерційна система, характеристика якої відповідає даним, опублікованим в [74]. На рис. 3.9 показано графік зміни теоретично отриманої сумарної жорсткості K_z ланкової колії (12,5 м) на залізобетонних шпалах з рейками типу Р65 при $U_z = 67,7$ МПа [34] та $A_i = 1/10$. Жорсткість для обох рейкових ниток приймалась однаковою.

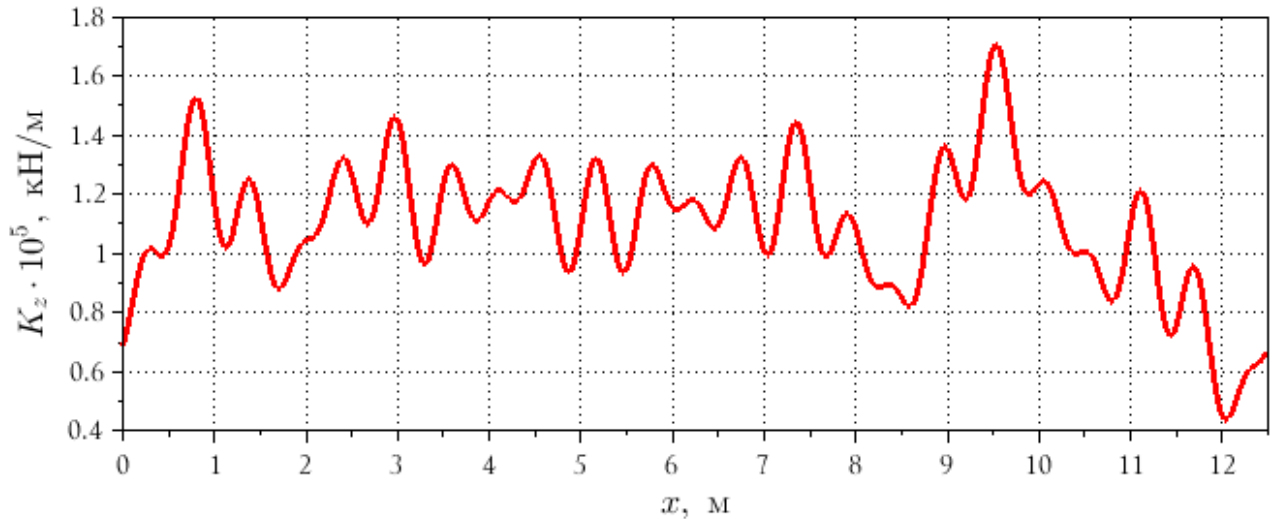


Рис. 3.9. Сумарна крива зміни жорсткості вздовж колії

В якості додаткового збурювання системи була прийнята геометрична нерівність у вигляді перекосу з відстанями між вершинами 5 м та величиною відхилень за рівнем у вершинах перекосу 10 мм (IV ступінь відступу) [118].

Для порівняння було розраховано значення вертикальних динамічних сил у завантаженому та порожньому режимах руху вагона з різними швидкостями при постійній та змінній жорсткості.

На рис. 3.9 пунктирною лінією показано приклад отриманих вертикальних сил, що діють на підресорену частину екіпажу (для першого візка за напрямком руху) при $K_z = \text{const}$, а суцільною лінією – при $K_z \neq \text{const}$.

Для кожного конкретного випадку оцінка впливу змінної жорсткості колії на величину вертикальної сили проводилась за наступною формулою:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta S_{\max} = \max \left(S_{di} \Big|_{K_z \neq \text{const}} - S_{di} \Big|_{K_z = \text{const}} \right); \\ \Delta S_{\min} = \min \left(S_{di} \Big|_{K_z \neq \text{const}} - S_{di} \Big|_{K_z = \text{const}} \right); \\ \delta S = \frac{\Delta S_{\max} - \Delta S_{\min}}{2S_{\text{ст}}} \times 100\%, \end{array} \right. \quad (3.13)$$

де S_{di} – значення динамічних сил при постійній та змінній жорсткості колії;

$S_{\text{ст}}$ – статичне значення сили, що діє у відповідній точці тіла.

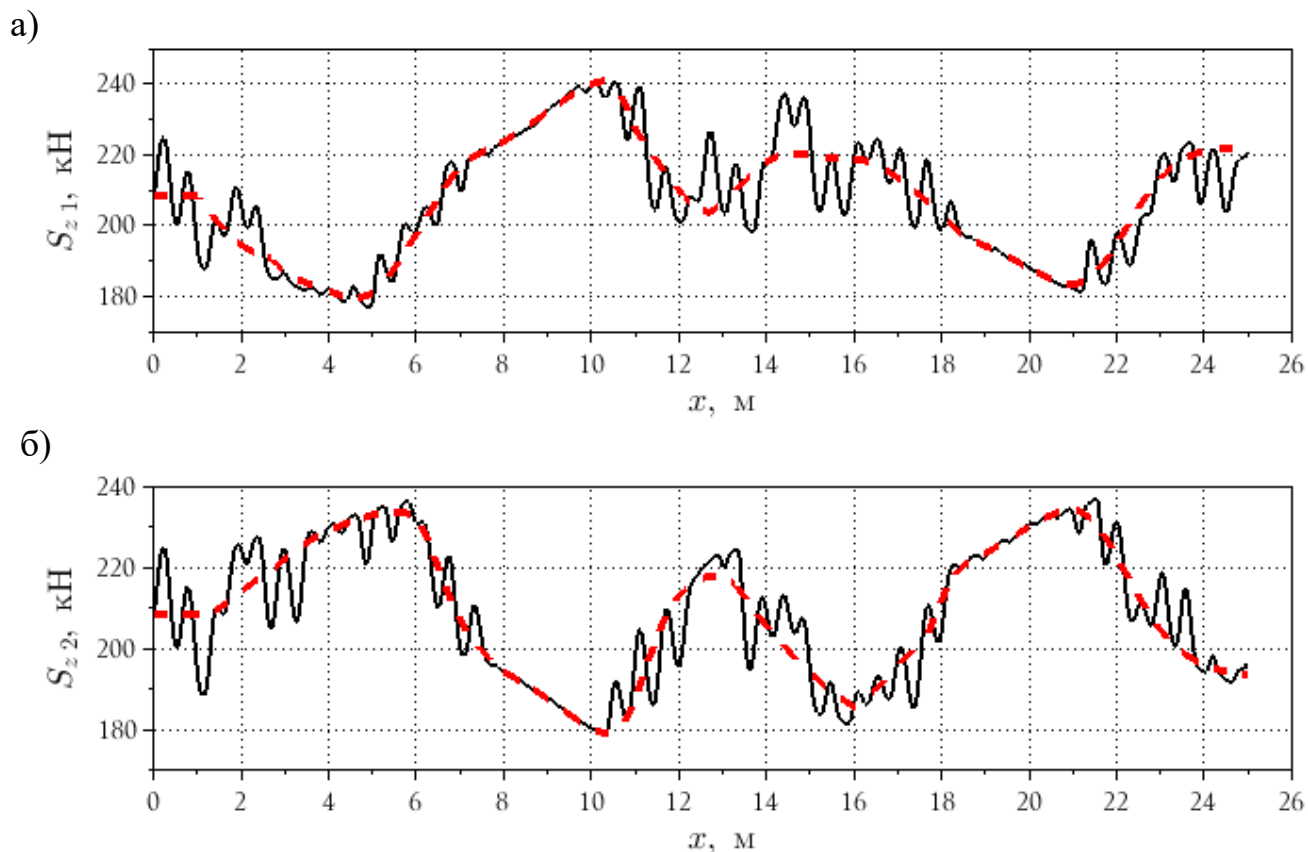


Рис. 3.10. Вертикальні сили, що діють на підресорену частину екіпажу (у завантаженому стані) для першого візка при швидкості руху $V = 80$ км/год:

а) права сторона; б) ліва сторона

Результати розрахунку відображено у додатку В. Спираючись на отримані теоретичним шляхом дані, встановлено, що суттєвий вплив змінна жорсткість може вносити саме при дослідженнях руху вагона у порожньому стані. Також слід відмітити, що у більшості випадків динамічні добавки для різних сил змінюються пропорційно швидкості руху екіпажу.

Аналізуючи якісну (див. рис. 3.9) картину зміни динамічних добавок стає очевидним, що саме геометричні нерівності є основною причиною формування додаткових сил, а змінна жорсткість колії, як додатковий фактор, може посприяти або їх збільшенню, або зменшенню в залежності від розташування екіпажу вздовж колії.

Скористаємось методом аналогії і перенесемо отримані для звичайної ланкової колії результати на стрілочні переводи. Як відомо [113], модуль пружності підрейкової основи вздовж стрілочного переводу значно варіюється на відміну від

звичайної колії, а у кількісному співвідношенні може у 1,5 рази мати більше значення по відношенню до середньої величини. До того ж, зміна модуля пружності носять імпульсний характер, що може суттєво вплинути на колювання рухомого складу.

Таким чином, необхідність врахування змінної вздовж стрілочного переводу жорсткості при моделюванні взаємодії колії та рухомого складу в межах стрілочних з'їздів (спираючись на результати досліджень для звичайної ланкової колії) не викликає жодних сумнівів.

До цього моменту мова йшла про сумарну жорсткість колії K_z , що включає в себе жорсткість рейки, рейкових скріплень, шпальної та баластної основи. В даній роботі будемо розглядати колію під одним колесом як багатомасову пружно-дисипативну систему. Тому доцільно розбити величину K_z на окремі компоненти. Для цього скористаємося відомим співвідношенням [34]:

$$\frac{1}{K_{z_0}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{z_i}}, \quad (3.14)$$

де K_{z_0} – сумарна жорсткість точкової пружної опори – шпали (бруса);

K_{z_i} – жорсткість кожного елемента.

Вертикальний модуль пружності підрейкової основи U_z , а відповідно, і сумарна жорсткість колії K_z , пов'язаний з жорсткістю точкової опори K_{z_0} наступною формулою:

$$U_z = \frac{K_{z_0}}{l_i}, \quad (3.15)$$

де l_i – відстань між шпалами (брусами).

Для визначення жорсткості кожного елемента багатопроменевої опори K_{z_i} можна застосовувати методику (з урахуванням пропозицій [33]), яка докладно описана [34].

У період 70-х років Колієвипробувальна галузева науково-дослідна лабораторія ДНУЗТу проводила масові дослідження щодо визначення характеру роботи стрілочних переводів на залізобетонних брусах [91-92]. В результаті було

отримано достатньо значний обсяг експериментальних даних стосовно пружних характеристик підрейкової основи в різних діапазонах статичного навантаження. Особливу увагу було приділено визначенню вертикального модуля пружності вздовж стрілочного перевалу над кожним залізобетонним брусом по прямому та боковому напрямках. Таким чином, замість теоретичного визначення модуля пружності підрейкової основи (базуючись на певній апріорній інформації стосовно властивостей залізничної колії) для подальших досліджень будемо застосовувати раніше отримані (експериментальним шляхом) значення цього показника пружності (додаток Г).

3.1.2.3 Ступені вільності динамічної системи

Повернемось до розгляду математичної моделі. Враховуючи особливості спільної роботи для кожного тіла системи «екіпаж-колія» були сформовані можливі переміщення тіл в просторі – ступені вільності (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Ступені вільності динамічної системи «екіпаж-колія»

Тіло	Ступінь вільності					
	Підстрибування	Відніс	Посмикування	Виляння	Галопування	Бокове хитання
Кузов вагону	z^k	y^k	x^k	ψ^k	φ^k	θ^k
Надресорна балка ($i = 1..2$)	$z_i^{нб}$	$y_i^{нб}$	$x_i^{нб}$	$\psi_i^{нб}$	-	$\theta_i^{нб}$
Бокова рама ($i = 1..4$)	$z_i^{бр}$	$y_i^{бр}$	$x_i^{бр}$	$\psi_i^{бр}$	$\varphi_i^{бр}$	-
Колісна пара ($i = 1..4$)	$z_i^{кп}$	$y_i^{кп}$	$x_i^{кп}$	$\psi_i^{кп}$	-	$\theta_i^{кп}$
Рейка ($i = 1..8$)	z_i^p	y_i^p	-	-	-	-
Шпала (брус) ($i = 1..8$)	$z_i^{шп}$	$y_i^{шп}$	-	-	-	-
Баласт ($i = 1..8$)	$z_i^{бал}$	-	-	-	-	-

Після описання основних позначень в прийнятій схемі «екіпаж-колія» та ступенів вільності для основних тіл доцільно розглянути принцип вирішення задачі просторових коливань системи.

3.1.3 Удосконалення математичної моделі просторових коливань вантажного вагона на візках ЦНИИ-ХЗ (модель 18-100)

3.1.3.1 Принцип створення диференційних рівнянь динамічної системи

Положення будь-якого тіла у просторі можна описати 6 координатами: трьома лінійними та трьома кутовими, які можуть змінюватись у часі. Як вже відмічалось раніше, існує багато принципів формування диференційних рівнянь коливань тіла або системи тіл. Але, на думку автора, найоригінальніший підхід до цього питання сформульовано і докладно описано в [84].

За подібною аналогією розглянемо принцип створення диференційних рівнянь для тіла, зображеного на рис. 3.11.

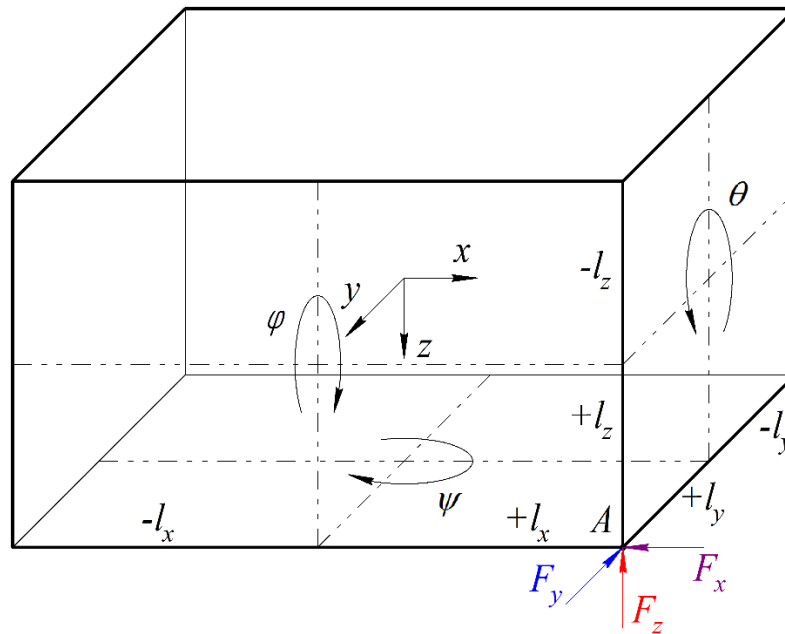


Рис. 3.11. Будь-яке тіло системи «колія-екіпаж»

Точка A розташована таким чином, щоб співпадати з додатнім напрямком осей координат z , y , x .

Отже, переміщення точки A у просторі буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} Z_A &= l_z + l_x \varphi + l_y \theta, \\ Y_A &= l_y + l_x \psi - l_z \theta, \\ X_A &= l_x - l_z \varphi - l_y \psi, \end{aligned} \quad (3.16)$$

де l_z, l_y, l_x – координати точок прикладання сили по осям z, y, x відносно центра ваги тіла;

ψ, φ, θ – кути повороту тіла вздовж осей z, y, x відповідно.

При визначенні переміщення для інших точок тіла достатньо враховувати лише знак при l_z, l_y та l_x у системі (3.16), який залежить від місця розташування точки відносно центра ваги тіла (див. рис. 3.11).

Скористаємося принципом Д’аламбера в декартовій системі координат [17] і напишемо рівняння динаміки для тіла, зображеного на рис. 3.11:

$$M\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{Q} = 0, \quad (3.17)$$

де

$$M = \begin{bmatrix} m & & & & & & \\ & m & & & & & \\ & & m & & & & \\ & & & I_z & & & \\ & & & & I_y & & \\ & & & & & I_x & \\ & & & & & & I_x \end{bmatrix}; \quad \ddot{\mathbf{q}} = [\ddot{z} \quad \ddot{y} \quad \ddot{x} \quad \ddot{\psi} \quad \ddot{\varphi} \quad \ddot{\theta}]^T;$$

$$\mathbf{Q} = [F_z \quad F_y \quad F_x \quad M_z \quad M_y \quad M_x]^T,$$

m – маса тіла;

g – прискорення вільного падіння;

I_z, I_y, I_x – моменти інерції тіла відносно осей z, y, x ;

$\ddot{z}, \ddot{y}, \ddot{x}$ – прискорення тіла вздовж осей z, y, x відповідно;

$\ddot{\psi}, \ddot{\varphi}, \ddot{\theta}$ – кутові прискорення тіла при його обертанні вздовж осей z, y, x відповідно;

F_z, F_y, F_x – проекції сил на осі z, y, x ;

M_z, M_y, M_x – моменти сил відносно осей z, y, x .

Отже, якщо на тіло дією n сил, просторові коливання тіла в загальному випадку будуть описуватись системою диференціальних рівнянь:

$$M\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{Q}_\Sigma = 0, \quad (3.18)$$

де

$$Q_{\Sigma} = \left[\sum_{i=1}^n F_{zi} \quad \sum_{i=1}^n F_{yi} \quad \sum_{i=1}^n F_{xi} \quad \sum_{i=1}^n M_{zi} \quad \sum_{i=1}^n M_{yi} \quad \sum_{i=1}^n M_{xi} \right]^T,$$

n – кількість сил, прикладених до тіла.

В свою чергу, моменти сил відносно осей для обраного напрямку координат системи з врахуванням (3.16), описуються так:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_{zi} &= \sum_{i=1}^n \left[F_{yi} (l_{xi} - l_{zi}\varphi - l_{yi}\psi) - F_{xi} (l_{yi} + l_{xi}\psi - l_{zi}\theta) \right] + \sum_{i=1}^k M_{zi}^{\text{top}} \\ \sum_{i=1}^n M_{yi} &= \sum_{i=1}^n \left[F_{zi} (l_{xi} - l_{zi}\varphi - l_{yi}\psi) - F_{xi} (l_{zi} + l_{xi}\varphi + l_{yi}\theta) \right] + \sum_{i=1}^k M_{yi}^{\text{top}} \\ \sum_{i=1}^n M_{xi} &= \sum_{i=1}^n \left[F_{zi} (l_{yi} + l_{xi}\psi - l_{zi}\theta) - F_{yi} (l_{zi} + l_{xi}\varphi + l_{yi}\theta) \right] + \sum_{i=1}^k M_{xi}^{\text{top}} \end{aligned} \right\}, \quad (3.19)$$

де $M_{zi}^{\text{top}}, M_{yi}^{\text{top}}, M_{xi}^{\text{top}}$ – крутні (відновлювальні, сил тертя) моменти, які діють на тіло відносно осей z, y, x ;

k – кількість крутних (відновлювальних) моментів, прикладених до тіла.

В загальному вигляді лінійні та кутові прискорення будь-якого тіла є функцією від декількох змінних величин і їх рівняння скорочено будемо записувати наступним чином:

$$\ddot{\mathbf{q}} = f \left(\begin{array}{c} \psi, \varphi, \theta, l_z, l_y, l_x, F_z, F_y, F_x, \\ \mathbf{M}_z^{\text{top}}, \mathbf{M}_y^{\text{top}}, \mathbf{M}_x^{\text{top}}, I_z, I_y, I_x, m \end{array} \right). \quad (3.20)$$

При чому, $l_z = [l_{z1} \quad l_{z2} \quad \dots \quad l_{zn}]^T$, $F_z = [F_{z1} \quad F_{z2} \quad \dots \quad F_{zn}]^T$ і т. д.

3.1.3.2 Моделювання зв'язків між тілами системи

В математичній моделі «екіпаж-колія», яка розглядається, тіла системи поєднані між собою різного типу зв'язками. Величина сили в зв'язках визначається в залежності від взаємного відносного переміщення двох поєднаних між собою тіл.

Пружно-в'язкий лінійний зв'язок математично описується як:

$$F_{\text{пв}} = k\Delta + \beta\dot{\Delta}, \quad (3.21)$$

де $\Delta, \dot{\Delta}$ – деформації та швидкість деформації двох поєднаних між собою тіл в одному з трьох лінійних або кутових напрямках.

В якості прикладу розглянемо деформації та швидкість деформації зв'язку між двома тілами у вертикальному напрямку:

$$\begin{aligned}\Delta_z &= z_2 - z_1, \\ \dot{\Delta}_z &= \dot{z}_2 - \dot{z}_1,\end{aligned}\tag{3.22}$$

де z_1, z_2 – переміщення нижнього та верхнього тіла відповідно;

\dot{z}_1, \dot{z}_2 – швидкість переміщення нижнього та верхнього тіла.

Лінійні переміщення різних точок тіла представимо таким чином:

$$\mathbf{q} = \mathbf{q}_c \times \mathbf{E} + \mathbf{A} \times \mathbf{L},\tag{3.23}$$

де

$$\begin{aligned}\mathbf{q} &= [z \quad y \quad x]^T; \quad \mathbf{q}_c = [z_c \quad y_c \quad x_c]^T; \\ \mathbf{E} &= [1 \quad 1 \quad \dots \quad 1], \quad \mathbf{L} = [l_z \quad l_y \quad l_x]^T; \\ \mathbf{A} &= \begin{bmatrix} 0 & \theta & \varphi \\ -\theta & 0 & \psi \\ -\varphi & -\psi & 0 \end{bmatrix};\end{aligned}$$

z_c, y_c, x_c – переміщення центра ваги тіла.

\mathbf{E} – одиничний вектор-рядок, розміром $1 \times N$ (N – кількість сил, що прикладено до тіла).

Аналогічним шляхом визначається швидкість переміщення зв'язків.

В загальному вигляді лінійні переміщення та швидкість лінійних переміщень різних точок тіла представимо у вигляді:

$$\begin{aligned}\mathbf{q} &= f(\mathbf{q}_c, \mathbf{L}, \mathbf{A}), \\ \dot{\mathbf{q}} &= f(\mathbf{q}_c, \mathbf{L}, \dot{\mathbf{A}}).\end{aligned}\tag{3.24}$$

Для простоти формула (3.21) буде записуватись у вигляді:

$$F_{\text{пв}} = f(k, \beta, \Delta, \dot{\Delta}).\tag{3.25}$$

У додатку Д показано приклади моделювання всіх зв'язків системи.

Зупинимось детальніше на моделюванні зв'язку між колесом та рейкою. Значення реакцій визначається в рамках нелінійної теорії кріпа. Дотична сила тертя в точці контакту колеса і рейки становить:

$$F_{\text{кріп } ij} = -S_{kij} \varepsilon_{ij}, \quad (3.26)$$

де S_{kij} – коефіцієнт кріпа;

ε_{ij} – відносна швидкість проковзування колеса по рейці;

$i = 1..2$ – номер колеса: за напрямком осі y – 1, навпроти – 2;

$j = 1..2$ – номер точки контакту: 1 – на ободі, 2 – на гребені;

Коефіцієнт кріпа S_{kij} визначається наступним чином:

$$S_{kij} = \frac{K_{ij}}{\sqrt{1 + K_{Rij}^2 \varepsilon_{ij}^2}}, \quad (3.27)$$

де K_{ij} – коефіцієнт кріпа за Мюллером [120];

$$K_{ij} = R_{ij} \left[235 - R_{ij} (2,4 - 0,01 R_{ij}) \right], \quad (3.28)$$

K_{Rij} – питомий коефіцієнт кріпа;

$$K_{Rij} = K_{ij} (R_{ij} f_{\text{тр}})^{-1}, \quad (3.29)$$

R_{ij} – повний тиск колеса на рейку;

$f_{\text{тр}}$ – максимальний коефіцієнт тертя ковзання колеса по рейці.

Відносна швидкість проковзування колеса по рейці визначається як:

$$\varepsilon_{ij} = \sqrt{\varepsilon_{xij}^2 + \varepsilon_{yij}^2}, \quad (3.30)$$

де ε_{xij} , ε_{yij} – швидкість поздовжнього та поперечного проковзування колеса по рейці відповідно;

$$\begin{cases} \varepsilon_{xij} = - \left(V \frac{\Delta r_{ij}}{r} + (-1)^{i+1} \dot{\psi}^{\text{кп}} S_{ij} \right), \\ \varepsilon_{yij} = \dot{y}^{\text{кп}} - r \dot{\theta}^{\text{кп}} + (-1)^i \dot{y}_i^{\text{п}} - \psi^{\text{кп}} V, \end{cases} \quad (3.31)$$

V – швидкість руху екіпажу;

r – радіус середнього кола кочення колеса;

$\psi^{\text{кп}}$, $\dot{\psi}^{\text{кп}}$ – виляння та швидкість виляння колісної пари;

S_{ij} – відстань від точки контакту до центра ваги колісної пари;

$\dot{y}^{\text{кп}}$ – швидкість бокового відносу колісної пари;

$\dot{\theta}^{\text{кп}}$ – швидкість бокового хитання колісної пари;

$\dot{y}_i^{\text{пр}}$ – швидкість пружного віджимання рейки;

Δr_{ij} – приріст радіуса коліс;

$$\begin{cases} \Delta r_{i1} = (-1)^{i+1} (y^{\text{кп}} - y_i^{\text{нєр}}) n_1, \\ \Delta r_{i2} = (-1)^{i+1} (y^{\text{кп}} - y_i^{\text{нєр}}) n_1 + \delta^{\text{пр}}, \end{cases} \quad (3.32)$$

$y_i^{\text{нєр}}$ – горизонтальні нерівності для лівої та правої рейкової нитки;

n_1 – тангенс кута нахилу бандажа колеса;

$\delta^{\text{пр}}$ – різниця між радіусом середнього кола кочення колеса і зоною, де ширина гребеню колеса складає 33 мм (рис. 3.12).

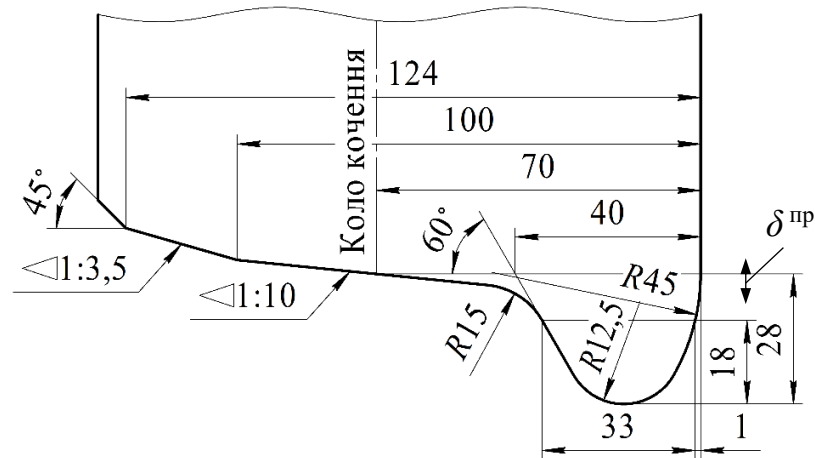


Рис. 3.12. Профіль колеса вантажного вагона [61]

Повний тиск колеса на рейку R_{ij} , який входить до формул (3.28) та (3.29),

визначається наступним чином:

$$\begin{cases} R_{i1} = \begin{cases} P_{\text{дин}i}, & \text{якщо } \Delta c_i \geq 0, \\ P_{\text{дин}i} - R_{i2}, & \text{якщо } \Delta c_i < 0, \end{cases} \\ R_{i2} = \begin{cases} 0, & \text{якщо } \Delta c_i \geq 0, \\ -\Delta c_i k_y^{\text{скр}} \sin[\text{tg}^{-1}(n_2)], & \text{якщо } \Delta c_i < 0, \end{cases} \end{cases} \quad (3.33)$$

де $P_{\text{дин}i}$ – динамічна вертикальна сила у точках контакту колеса та рейки;

n_2 – тангенс кута нахилу гребеня колеса;

Δc_i – зазор між гребенем і робочою гранню головки рейки;

$$\Delta c_i = c + y_i^p + (-1)^i (y^{\text{кп}} - y_i^{\text{неп}}) \quad (3.34)$$

де c – номінальне значення зазору між гребенем колеса і головкою рейки.

Проекції сил тертя на поздовжню та поперечну вісь запишемо у вигляді:

$$\begin{cases} F_{\text{кріп } ij}^x = -S_{kij} \varepsilon_{xij}, \\ F_{\text{кріп } ij}^y = -S_{kij} \varepsilon_{yij}. \end{cases} \quad (3.35)$$

Добірку формул (3.26)-(3.35), а також значення поперечних (Q_{ij}) і вертикальних складових (P_{ij}) реакцій в точках контакту колеса та рейки R_{ij} , для зручності представимо у вигляді:

$$\left[F_{\text{кріп } ij}, P_{ij}, Q_{ij} \right]^T = f \left(\begin{array}{c} P_{\text{дин } i}, r, y_i^{\text{неп}}, y^{\text{кп}}, \dot{y}^{\text{кп}}, \psi^{\text{кп}}, \dot{\psi}^{\text{кп}}, \\ \theta^{\text{кп}}, \dot{\theta}^{\text{кп}}, n_1, n_2, y_i^p, \dot{y}_i^p, c \end{array} \right). \quad (3.36)$$

3.1.3.3 Диференційні рівняння взаємодії колії у межах стрілочного з'їзду та вантажного вагона

Отже, після описання основних ключових ланок моделі, необхідно сформулювати конкретні диференційні рівняння рівноваги для кожного тіла системи. Для цього скористаємося розрахунковою схемою вантажного піввагона та колії. Заміняємо зв'язки їх реакціями, і враховуємо напрямок дії та положення точки прикладання кожної сили відносно центра ваги тіла.

Так, для кузова вагона (рис. 3.13) диференціальні рівняння рівноваги будуть мати такий вигляд:

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}^{\text{к}} \\ \ddot{y}^{\text{к}} \\ \ddot{x}^{\text{к}} \\ \ddot{\psi}^{\text{к}} \\ \ddot{\phi}^{\text{к}} \\ \ddot{\theta}^{\text{к}} \end{bmatrix} = f \left(\begin{array}{c} \psi^{\text{к}}, \phi^{\text{к}}, \theta^{\text{к}}, \\ I_z^{\text{к}}, I_y^{\text{к}}, I_x^{\text{к}}, \\ F_z^{\text{к}}, F_y^{\text{к}}, F_x^{\text{к}}, \\ M_z^{\text{к тор}}, M_y^{\text{к тор}}, M_x^{\text{к тор}}, \\ I_z^{\text{к}}, I_y^{\text{к}}, I_x^{\text{к}}, \\ m^{\text{к}} \end{array} \right). \quad (3.37)$$

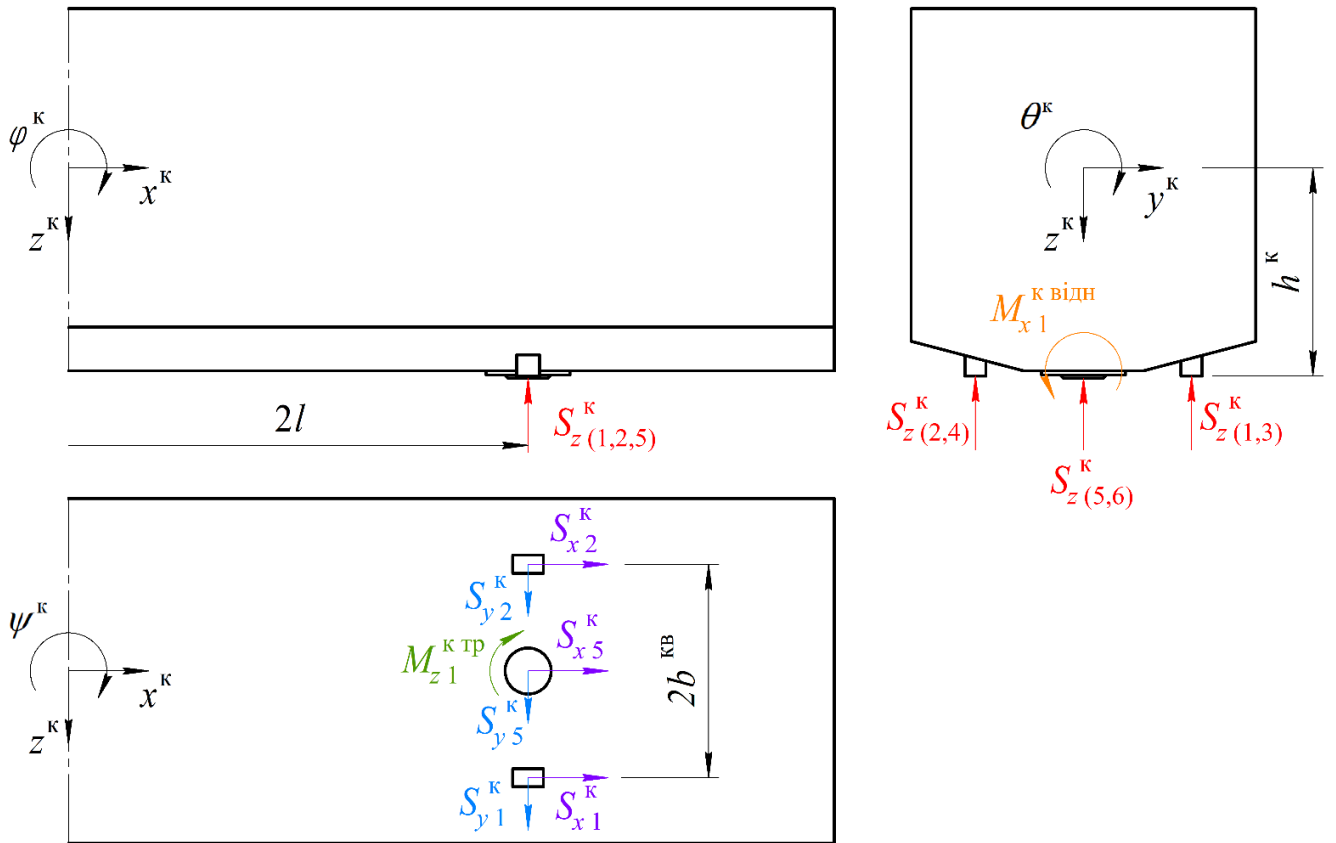


Рис. 3.13. Сили та моменти, які діють на кузов вагону

Отже, на кузов вагона діють сили, які розташовані на відповідних відстанях відносно центра ваги тіла, а саме:

$$\begin{aligned} [I_z^K(1:6)]^T &= h^K \mathbf{e}; \\ [I_y^K(1:4)]^T &= (-1)^{i+1} b^K, [I_y^K(5:6)]^T = d_j, i = \overline{1,4}, j = \overline{1,2}; \\ [I_x^K(1:6)]^T &= [l, l, -l, -l, l, -l], \end{aligned}$$

де \mathbf{e} – одиничний вектор-рядок;

l – половина бази вагона;

j – номер надресорної балки за напрямком осі x .

Тут і далі індекс « i » або значення у дужках показує номер відповідної точки прикладання сили чи моменту, що діють на тіло.

Вектори сил, що входять до складу формули (3.37), становлять:

$$[F_{z,y,x}^K(1:6)]^T = S_{z,y,x}^K, i = \overline{1,6}.$$

Значення реакцій $S_{z,y,x}^k$ визначається в залежності від типу зв'язків між кузовом та надресорною балкою (див. п. 3.1.3.2).

При боковому хитанні кузова відносно надресорної балки в ковзунах виникають ударні сили після вибору зазору між ними. Значення реакцій при цьому становлять:

- у вертикальному напрямку – $S_{zi}^k = f(k_z^{KB}, \beta_z^{KB}, \delta_z^{KB}, \Delta_{zi}^{KB}, \dot{\Delta}_{zi}^{KB}), i = \overline{1,4}$;

- в горизонтальному поперечному – $S_{yi}^k = 0, i = \overline{1,4}$;

- в горизонтальному поздовжньому – $S_{xi}^k = f(k_x^{KB}, \beta_x^{KB}, \mu_x^{KB}, S_{zi}^k, \Delta_{xi}^{KB}, \dot{\Delta}_{xi}^{KB}), i = \overline{1,4}$.

При цьому

$$(-1)^{m+1} \Delta_{zm}^{KB} = \Delta \theta_j [b^{KB} - (-1)^{m+1} d_j],$$

$$(-1)^{m+1} \Delta_{xm}^{KB} = \Delta \psi_j [b^{KB} - (-1)^{m+1} d_j], j = \overline{1,2}, m = \overline{1,2},$$

де m – номер ковзуна за напрямком осі y ;

$\Delta \psi_j = \psi^k - \psi_j^{нб}$ – переміщення кузова вагона щодо надресорних балок візків при вилянні;

d_j – відстань від кромки спирання п'ятника на підп'ятник до його центру при боковому хитанні кузова вагона. Змінюється за лінійним законом при збільшенні бокового хитання від нуля до максимального значення, яке дорівнює $d^n/2$ (d^n – діаметр підп'ятника), у випадку, коли п'ятника стає на кромку. Таким чином, між d_j та боковим хитанням кузова вагона існує аналітична залежність, яку можна представити, наприклад [56]

$$d_j = \frac{d^n}{2} \left\{ \frac{|\Delta \theta_j|}{\Delta_1} + \left[1 - \frac{|\Delta \theta_j|}{\Delta_1} \right] H(|\Delta \theta_j| - \Delta_1) \right\} \text{sgn}(\Delta \theta_j), \quad (3.38)$$

або [38]

$$d_j = \begin{cases} \frac{d^n}{2} \operatorname{sgn}(\Delta\theta_j) & \text{при } |\Delta\theta_j| \geq \Delta_1, \\ \frac{d^n}{2} \left(\frac{\Delta\theta_j}{\Delta_1} \right)^r & \text{при } |\Delta\theta_j| < \Delta_1. \end{cases} \quad (3.39)$$

У формулах (3.38) та (3.39) позначено:

$\Delta_1 = \frac{\delta^{\text{KB}}}{b^{\text{KB}}}$ – нахил п'ятника над підп'ятником при спиранні на кромку внаслідок

бокового хитання (δ^{KB} – зазор між ковзунами вагона та надресорної балки, b^{KB} – половина відстані між ковзунами в поперечному напрямку);

$\Delta\theta_j = \theta^{\text{K}} - \theta_j^{\text{H6}}$ – переміщення кузова вагона щодо надресорних балок візків при боковому хитанні;

r – величина, яка визначається ступенем зносу п'ятника, $1,5 \leq r \leq 3$.

В зоні п'ятника величина реакції зв'язку мають вигляд:

$$S_{zi}^{\text{K}} = f(k_z^n, \beta_z^n, \Delta_{zi}^n, \dot{\Delta}_{zi}^n),$$

$$S_{y,xi}^{\text{K}} = f(k_{y,x}^n, \beta_{y,x}^n, \mu_{y,x}^n, F_0^{\text{птр}} + S_{zi}^{\text{K}}, \Delta_{y,xi}^n, \dot{\Delta}_{y,xi}^n), \quad i = \overline{5,6}.$$

де $F_0^{\text{птр}}$ – амплітудне значення сил сухого тертя, $F_0^{\text{птр}} \approx 0,5m^{\text{K}}g$.

Вектори моментів відповідно становлять:

$$\mathbf{M}_y^{\text{K топ}} = 0; \left[\mathbf{M}_z^{\text{K топ}}(1:2) \right]^T = M_{zi}^{\text{K тр}}; \left[\mathbf{M}_x^{\text{K топ}}(1:2) \right]^T = M_{xi}^{\text{K відн}}, \quad i = \overline{1,2}.$$

де $M_{zi}^{\text{K тр}}$ – момент сил сухого тертя, що діє на кузов в площині спирання п'яти на п'ятник при вилянні надресорних балок;

$M_{xi}^{\text{K відн}}$ – момент сил, що виникає в результаті бокового хитання кузова вагону.

Значення моменту $M_{zi}^{\text{K тр}}$ у роботі [120] рекомендовано визначати як:

$$M^{\text{тр}} = M_0^{\text{тр}} \operatorname{sgn}(\dot{\psi}^{\text{K}} - \dot{\psi}^{\text{H6}}), \quad (3.40)$$

де $M_0^{\text{тр}}$ – амплітудне значення моменту, $M_0^{\text{тр}} \approx \mu_{\psi}^{\text{п}} F_0^{\text{птр}} d_j$.

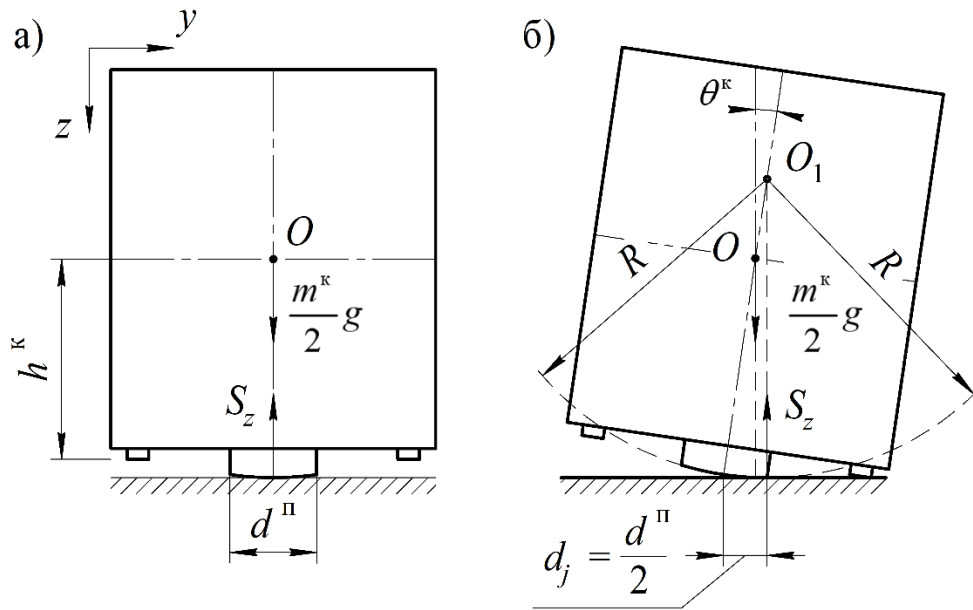


Рис. 3.14. Схема для визначення відновлювального моменту при боковому хитанні кузова вагона:

а) у стані рівноваги; б) під час спирання на ковзуни

Будемо вважати, що п'ятник зношений, внаслідок чого його поверхня має циліндричну форму з радіусом R (рис. 3.14). Тоді величина моменту $M_{xi}^{\text{відн}}$, враховуючи той факт, що $\sin \theta^k \approx \theta^k$, може бути розрахована як:

$$M^{\text{відн}} = \frac{m^k g}{2} (d_j - h^k \theta^k), \quad (3.41)$$

Диференційні рівняння інших тіл системи, які складені за аналогічним принципом, докладно описано додатку Е.

3.2 Обґрунтування вибору програмного забезпечення для розв'язання систем диференційних рівнянь

Переважає більшість існуючих на сьогоднішній день моделей взаємодії колії та екіпажу розроблена за допомогою наступних мов програмування: Delphi, Fortran, C, C++. Розробка математичних моделей на базі цих мов є дуже трудомісткою задачею у зв'язку з необхідністю створення та описання для кожної структурної одиниці моделі своєї математичної реалізації. Наприклад, для апроксимації реальної геометричної нерівності, яка носить випадковий характер, необхідно

використовувати сплайни (кубічні, напружені тощо), для описання зв'язків між тілами системи – нелінійні функції, для вирішення диференціальних рівнянь системи – застосовувати методи чисельного інтегрування. Крім того, реалізація кожного структурного елемента моделі повинна бути чисельно стійкою, а досягнення такої умови потребує вагомих витрат часу на реалізацію.

Для пришвидшення та економії часу на процес реалізації математичних моделей, доцільно використовувати пакети прикладних програмних продуктів з готовими та апробованими бібліотеками чисельних методів. Використання платних пакетів прикладних програм з закритим вихідним кодом для математичного моделювання не дозволяє самостійно вносити корективи в реалізації чисельних методів або внутрішніх допоміжних функцій. Цього недоліку позбавлені пакети з відкритим вихідним кодом, такі як Octave або Scilab [1-2].

При введенні зовнішнього збурення до математичної моделі екіпажу у вигляді нерівностей та нерівнопружності колії, а також під час визначення зусиль у зв'язках типу «сухого» тертя або кріпа, може виникати проблема обчислювальної стійкості та точності інтегрування. Тому в першу чергу, що доцільно перевірити, це коректність алгоритмів, які використані у програмі для інтегрування системи диференціальних рівнянь моделі. У монографії [84] зазначено, що цей етап доцільно проводити на прикладах розрахунку простих механічних систем, для яких вирази, що описують перехідні процеси, можуть бути отримані у вигляді аналітичної залежності.

В якості двох прикладів дослідимо відносні коливання надресорної будови з гідравлічним гасником коливань та з демпфером сухого тертя. При цьому модель рухається з постійною швидкістю v по нерівностях колії (рис. 3.15). Рівняння поздовжнього профілю колії опишемо у вигляді:

$$\eta = \eta_{\max} \sin^2 \frac{\pi x}{l}, \quad (3.42)$$

де η_{\max} – амплітуда нерівності;

l – довжина хвилі нерівності.

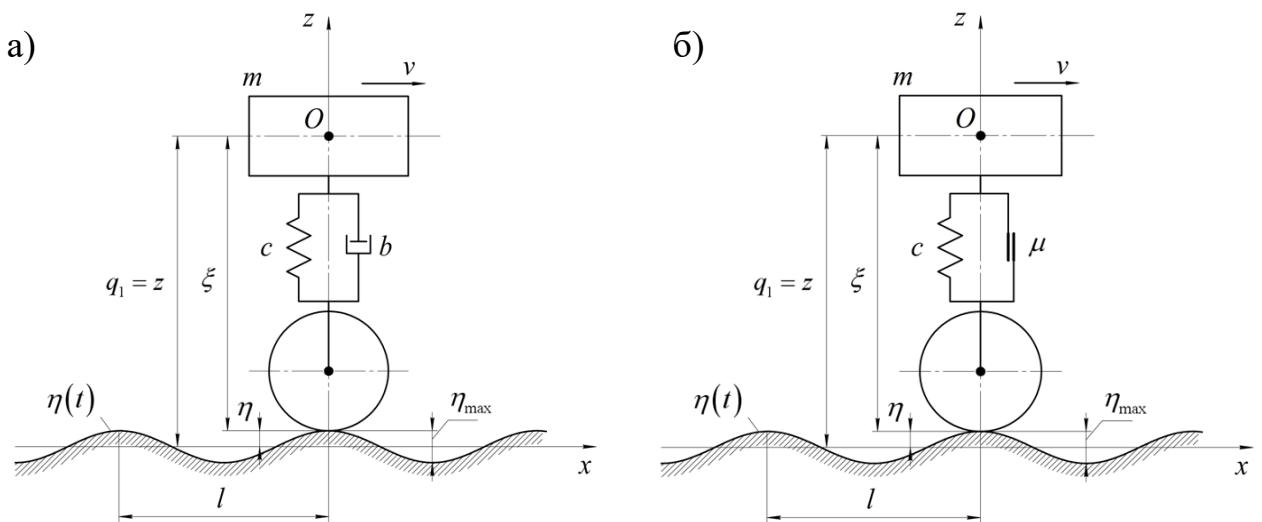


Рис. 3.15. Розрахункова модель коливань надресорної будови:

а) з гідравлічним гасником; б) з демпфером сухого тертя.

Диференційні рівняння коливань:

$$m\ddot{z} + b(\dot{z} - \dot{\eta}) + c(z - \eta) = 0 \quad \text{— з гідравлічним гасником;} \quad (3.43)$$

$$m\ddot{z} + F_{\text{тр}} \operatorname{sgn}(\dot{z} - \dot{\eta}) + c(z - \eta) = 0 \quad \text{— з демпфером сухого тертя,} \quad (3.44)$$

де m – приведена маса тіла;

z – переміщення тіла;

$F_{\text{тр}} = \mu mg$ – сила тертя;

b, c, μ – коефіцієнт дисипації, жорсткість та коефіцієнт тертя відповідно.

Аналітичний розв’язок рівнянь (3.43)-(3.44) докладно розписаний в [16, 121], тому в даній роботі не приводиться. Наголосимо на тому, що аналітичний розв’язок диференційного рівняння коливань надресорної будови лише з одним ступенем вільності має досить значну форму. Що стосується системи диференційних рівнянь, то отримати їх аналітичний розв’язок практично неможливо. Тому пропонується використовувати більш прості методи для їх розв’язку – чисельне інтегрування.

Для вирішення диференціальних рівнянь у середовищі Scilab передбачена функція [2]:

$$[y, w, iw] = \text{ode}([\text{type,}] y0, t0, t [\text{rtol} [\text{atol}],] f [\text{jac}] [,w, iw])$$

для якої обов’язковими вхідними параметрами є:

$y0$ – вектор початкових умов;

t_0 – початкова точка інтервалу інтегрування;

t – координати вузлів сітки, в яких відбувається пошук рішення;

f – зовнішня функція, яка визначає праву частину рівняння або системи рівнянь;

y – вектор рішень.

Таким чином, для того щоб вирішити звичайне диференціальне рівняння виду $\frac{dy}{dt} = f(t, y)$, $y(t_0) = y_0$, необхідно викликати функцію $y = \text{ode}(y_0, t_0, t, f)$.

Використовуючи аналітичні вирази та чисельні методи, в середовищі Scilab був проведений порівняльний аналіз результатів. Також для контролю адекватності програмного продукту паралельно чисельними методами були отримані результати інтегрування в інструменті візуального моделювання Scicos (Xcos) середовища Scilab, який є єдиним відкритим продуктом для побудови і моделювання динамічних систем та являє собою альтернативу комерційним графічним редакторам, таким як Matlab/Simulink і MATRIXx/SystemBuild [142]. Недоліком усіх інструментів візуального моделювання, на думку автора, можна вважати складність побудови блочних діаграм для динамічних систем, які описуються системою диференціальних рівнянь.

Блочна діаграма чисельного інтегрування диференційного рівняння (3.43) та (3.44) в Scicos (Xcos), а також специфікація кожного блоку діаграми представлені в додатку Ж.

Вихідні параметри для вирішення диференціальних рівнянь при нульових початкових умовах наступні: $m = 5$ т, $c = 1000$ кН/м, $b = 20$ кНс/м, $\mu = 0,025$, $h = 0,001$ м, $V = 36$ км/год (10 м/с), $l = 2$ м.

Результати чисельного порівняння зображені на рис. 3.16-3.17.

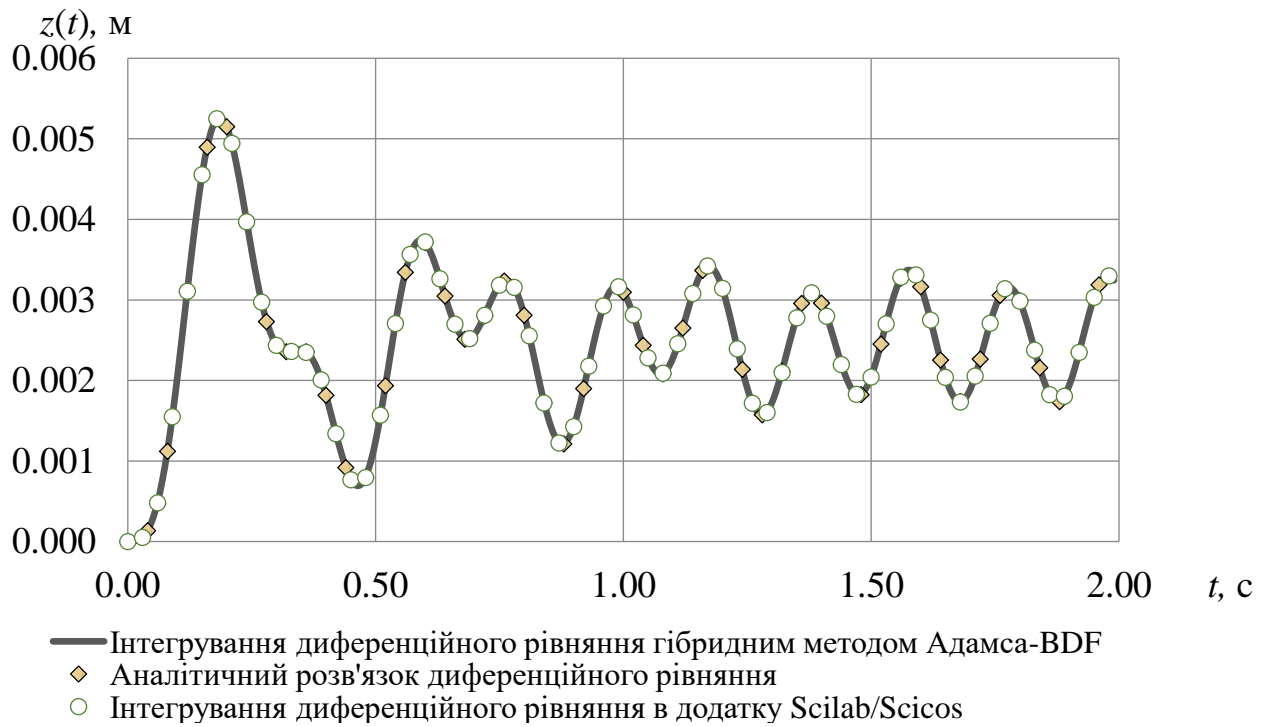


Рис. 3.16. Порівняльний аналіз результатів розв'язку диференціального рівняння коливань системи з в'язким тертям



Рис. 3.17. Порівняльний аналіз результатів розв'язку диференціального рівняння коливань системи з сухим тертям

Якісний аналіз результатів, наведених на рис. 3.16 і 3.17, свідчить про достатньо суттєвий збіг чисельної реалізації гібридного алгоритму Адамса-BDF для вирішення диференційних рівнянь в середовищі Scilab і пакеті візуального моделювання Scilab/Scicos з результатами, отриманими аналітичним шляхом. Це дає право стверджувати, що середовище Scilab можна використовувати для чисельного моделювання силової взаємодії колії та рухомого складу.

3.3 Практична реалізація динамічної моделі взаємодії

Під час досліджень процесів та параметрів взаємодії системи «колія-екіпаж», зазвичай, використовують заздалегідь аналітично сформульовані системи диференційних рівнянь з урахуванням можливих переміщень того чи іншого тіла відносно один одного та спрощенням систему в цілому. Даний підхід склався історично з огляду на те, що можливості обчислювальних машин мали достатньо низьку продуктивність. В сучасних умовах, коли потужність ПЕОМ на декілька порядків вища, все більшого розвитку набуває саме процес автоматизації обчислень.

В даній роботі пропонується використовувати методологію функціонального програмування для побудови динамічних моделей коливань колії та екіпажу. Представимо окремі складові елементи вирішення задачі динаміки взаємодії у вигляді процедурних блоків, основною функцією яких є надання інструменту для побудови структури моделі. В пп. 3.1.3.1-3.1.3.2 цього розділу основні складові моделі вже заздалегідь було представлено як функціональні залежності. Залишається лише об'єднати їх в єдину систему. Для більш зручного сприйняття представимо функції у вигляді блоків з вхідними та вихідними параметрами та об'єднаємо блоки у діаграму. На рис. . 3.18 наведено приклад діаграми для системи, що складається з двох тіл, поєднаних між собою пружно-в'язким зв'язком.

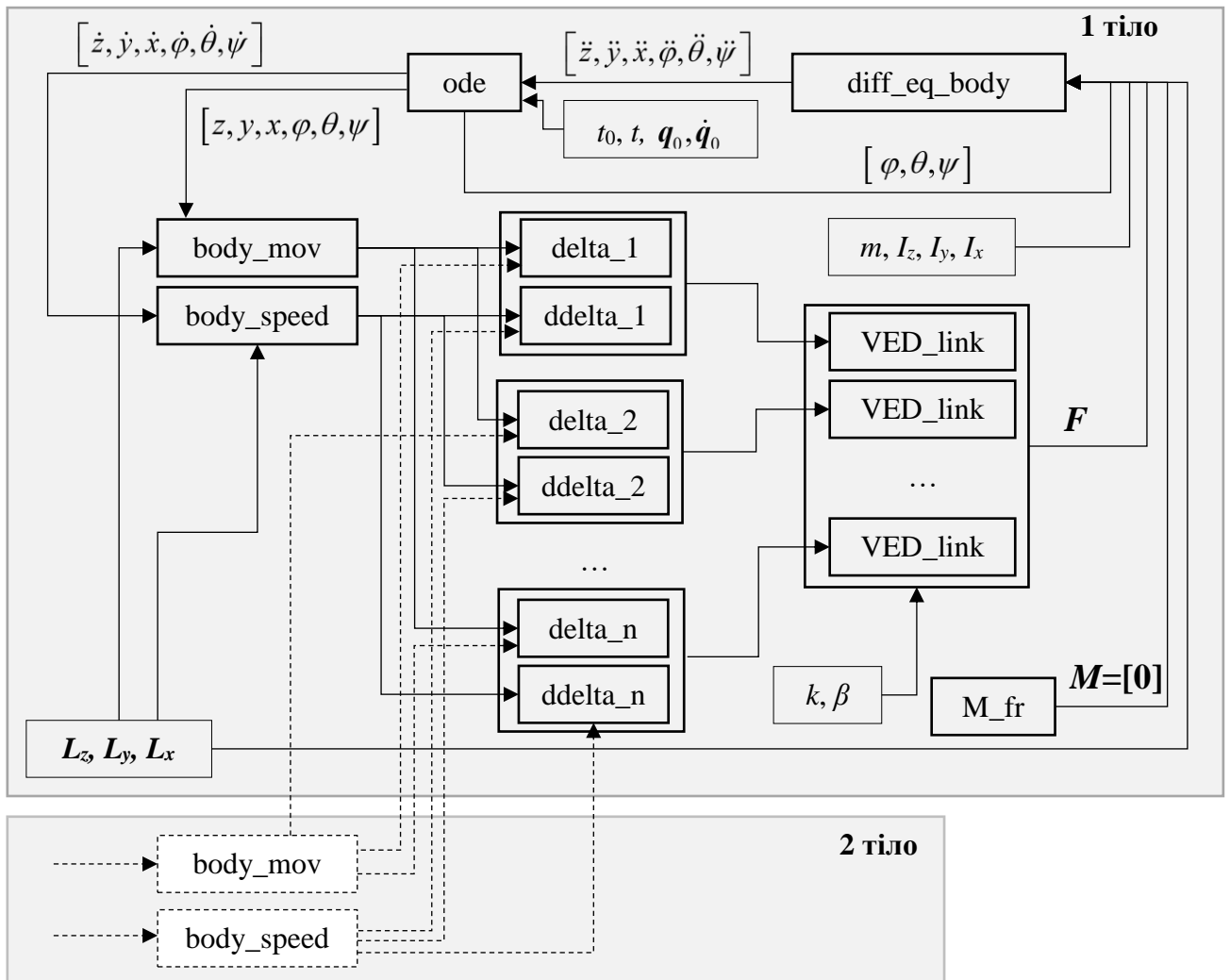


Рис. 3.18. Блочна діаграма розрахунку лінійних та кутових переміщень тіла

На рис. . 3.18 позначено:

`diff_eq_body` – функція, що відповідає за формування диференціальних рівнянь (див. формулу (3.20));

`ode` – функція інтегрування;

`M_fr` – відновлювальні моменти, моменти сил сухого тертя, тощо;

`body_mov`, `body_speed` – функція визначення переміщень та швидкості переміщень точок тіла (відносно центра ваги), в яких діють відповідні сили (див. формулу (3.24));

`delta_1`, `delta_2`, ..., `delta_n` та `ddelta_1`, `ddelta_2`, ..., `ddelta_n` – функції визначення деформацій та швидкості зміни деформацій відповідних точок тіла;

VED_link – функція, що відповідає за визначення реакції в зв'язку. В даному випадку – це пружно-в'язкий лінійний зв'язок. Як зазначалось раніше, в моделі можуть бути використані будь-які типи зв'язків (див. додаток Д).

Всі інші позначення відповідають прийнятим раніше.

Таким чином, використовуючи згадані функціональні блоки, достатньо легко сформулювати та описати модель будь-якого типу рухомого складу. Для цього лише необхідно знати інерційні характеристики всіх тіл системи, характер їх спільної роботи, місця розташування зв'язків та їх основні параметри. Не складе великих труднощів додати до моделі додаткові складові, наприклад, нерівності на колії. Для їх імплементації достатньо відкоригувати функцію delta та ddelta. Такі корективи на структурі всієї моделі жодним чином не відобразяться, що додає гнучкості такого підходу під час розв'язання задач динаміки взаємодії колії та рухомого складу.

Використовуючи готовий пакет прикладних програм для інженерних розрахунків Scilab було реалізовано математичну модель взаємодії колії у межах стрілочного з'їзду та піввагона на візках моделі 18-100. Розроблений програмний код математичної моделі на базі описаного вище функціонального підходу наведено у додатку К.

3.4 Висновки до розділу

За результатами викладеного у цьому розділі матеріалу можна зробити наступні висновки:

1. З існуючих на сьогоднішній день методів досліджень взаємодії колії та рухомого складу як у межах з'їзду, так і межах інших ділянок залізничної колії, найбільш ефективними з точки зору комплексної оцінки різних факторів є методи математичного моделювання, що базуються на системі нелінійних диференціальних рівнянь.

2. Для дослідження динаміки руху вантажного вагона запропоновано просторову схему тіл системи і описано методику формування загальних диференціальних рівнянь (з використанням відомих принципів аналітичної механіки) при русі екіпажу як в прямих, так і в кривих довільної кривизни.

3. Запропонована математична модель враховує не лише конструктивні особливості колії у межах з'їздів, а й рухомого складу, які раніше, як правило, розглядались окремо. Зокрема, враховано:

- моделювання різного типу зв'язків для більш детального опису силової взаємодії між тілами, що утворюють вагон в цілому;

- врахування відновлювальних моментів, що діють на кузов вагона в наслідок бокового хитання;

- наявність зазорів між тілами (в зоні ковзунів та між рамою візка та буксою колісної пари);

- підключення гребеню колеса при виборі зазору – одно- та двоточковий контакт.

4. Запропоновано розглядати колію під одним колесом як зосереджену інерційну багатомасову модель зі змінними характеристиками, що змінюються за нелінійними залежностями. Також показано, що перехід від постійного значення жорсткості колії до представлення її у вигляді гармонічної залежності може призводити до імпульсного збільшення значень динамічних сил, особливо при русі у порожньому режимі.

5. Програмне забезпечення, яке буде використовуватись для подальших розрахунків, перевірено на коректність та правильність результатів.

6. Для якісної та кількісної верифікації результатів моделювання з урахуванням запропонованих особливостей взаємодії вантажного вагона та колії у межах з'їзду необхідно в подальшому провести експериментальні дослідження саме в зоні такої специфічної колійної структури. Слід наголосити на тому, що подібних експериментальних досліджень не було проведено раніше.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ВИЗНАЧЕННЮ ВПЛИВУ РУХОМОГО СКЛАДУ НА КОЛІЮ В МЕЖАХ СТРІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ

4.1 Програма та методика проведення експерименту

В ході проведення досліджень передбачається одержати експериментальним шляхом реальні значення показників взаємодії рухомого складу і колії у межах стрілочних з'їздів, що характеризують рівень безпеки руху.

Програма виконання експериментальних досліджень складається з таких етапів:

Перший етап: вибір дослідної ділянки, підготовка вимірювального обладнання.

Другий етап: проведення експериментальних досліджень напружено-деформованого стану колії під впливом рухомого складу.

Третій етап: розшифрування та обробка експериментальних даних, аналіз одержаних результатів, виконання розрахунків для визначення стану колії.

Визначення показників впливу на колію виконується на ділянці довжиною 10-15 м. Місця наклеювання датчиків і встановлення приладів повинні відповідати місцям максимального впливу рухомого складу на колію.

Остаточна кількість вимірювальних приладів визначається на місці випробувань, вона може як бути зменшена так і збільшена, в залежності від фактичного стану колії та форм горизонтальних і вертикальних відступів.

Для тарування приладів на ділянці виконується необхідна кількість поїздок рухомого складу зі швидкістю 5 км/год.

Для реєстрації напружень в рейках, вертикальних сил, що передаються від коліс на рейки, використовуються тензорезистори КФ5П1 прямокутні з базою 20 мм опором $200,0 \pm 0,5$ Ом виробництва ВФ «Веда», ТВ 3.06 України 7710-0001-93. Датчики однократного застосування.

Процеси реєструються та розшифровуються за допомогою тензометричної апаратури «ПОНІЛ-Ц.32.1». На рис. 4.1 показано приклад запису процесів, що виникають в колії під час проходження дослідного рухомого складу.

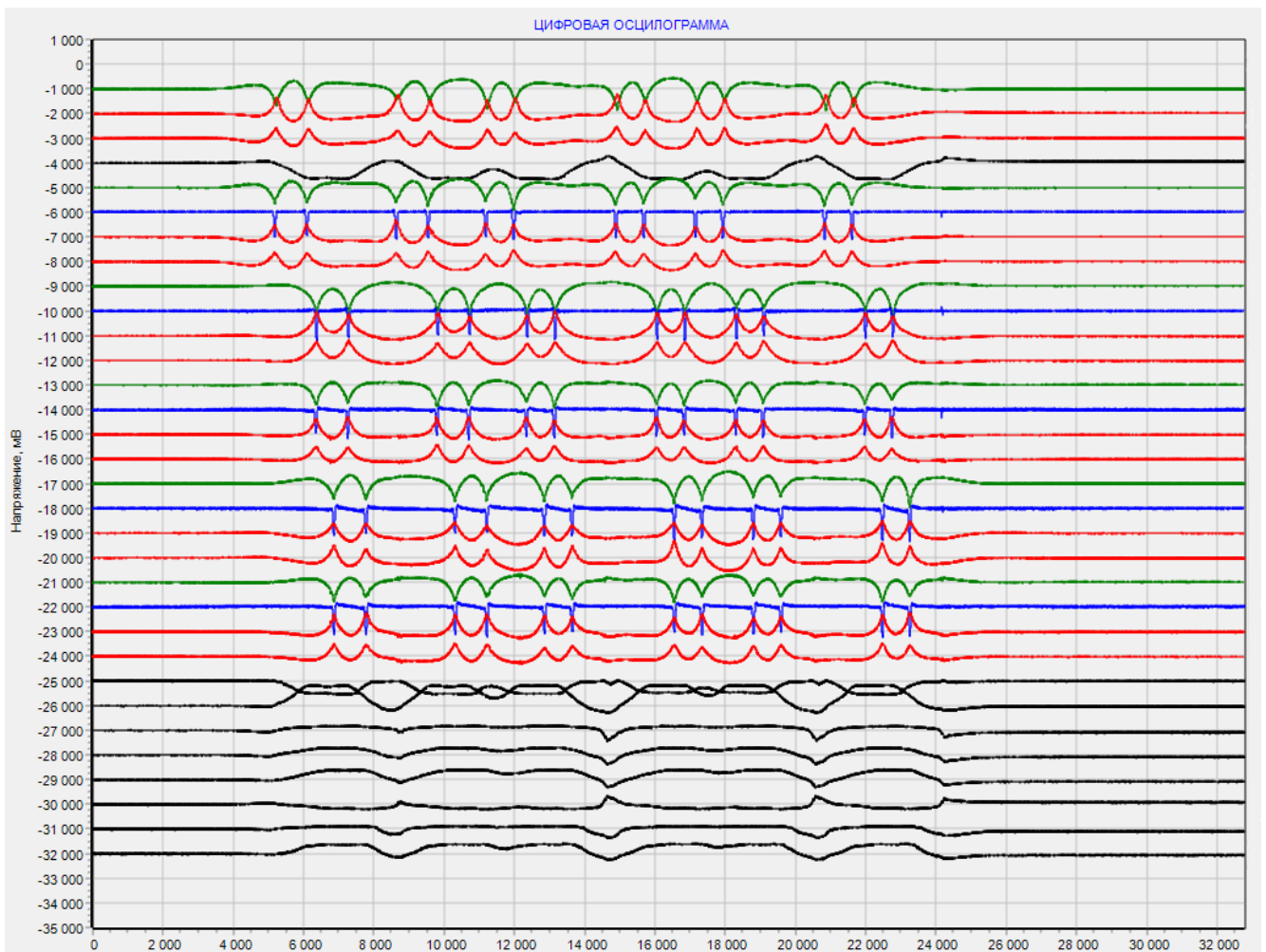


Рис. 4.1. Приклад реєстрації напружень та прогинів під час досліджень

Апаратура та засоби вимірювальної техніки (ЗВТ), що застосовуються під час проведення експериментальних досліджень мають відповідні атестати з калібрування або повірки. ЗВТ дозволяють отримувати результати вимірювань з похибкою не більше 5%.

4.1.1 Визначення мінімально необхідної кількості поїздок

У зв'язку з неоднорідністю конструктивних властивостей колії та рухомого складу, а також наявності відхилень їх геометричних параметрів силові характеристики взаємодії даних систем носять випадковий характер і можуть приймати достатньо різні значення при повторенні випробувань.

Отже, величина можливої помилки залежить від обсягу випробувань (в нашому випадку, кількості поїздок). Тому для визначення мінімального обсягу

вибірки (в припущенні про нормальний закон розподілу), можна скористатись формулою [116]:

$$n = \frac{\gamma^2}{\Delta_\alpha^2} z_{1-\alpha/2}^2 \quad (4.1)$$

або

$$n = \frac{z_{1-\alpha/2}^2}{\delta_\alpha^2} \quad (4.2)$$

де γ – коефіцієнт варіації характеристики, що визначається;

Δ_α – максимальна відносна похибка (допуск) при оцінці середнього значення в частках середнього значення характеристики, що визначається;

$z_{1-\alpha/2}$ – квантиль рівня $P = 1 - \alpha/2$ нормованої нормально розподіленої випадкової величини;

$P = 1 - \alpha/2$ – статистична надійність, що представляє собою імовірність неперевищення фактичної похибки при оцінці середнього значення характеристики максимальних похибок Δ_α або δ_α (по модулі);

δ_α – максимальна відносна похибка (допуск) при оцінці середнього значення в частках середнього квадратичного відхилення досліджуваної характеристики механічних властивостей.

Як правило, генеральний коефіцієнт варіації γ є невідомою величиною, тому при визначенні обсягу вибірки його заміняють коефіцієнтом варіації ν , отриманим на підставі апріорної інформації з аналогічних досліджень.

Згідно з [110] коефіцієнт варіації має бути в межах від 0,2 до 0,4.

Таблиця 4.1 – Мінімальна кількість поїздок в залежності від швидкості руху дослідного поїзда

Дослідна ділянка	Швидкості руху, км/год			
	5	15	25	40
Стрілочний з'їзд	6	16	16	16

Мінімальна кількість поїздок, що розрахована за вищенаведеною методикою та з урахуванням рекомендацій [110], для різних швидкості руху дослідного поїзда наведена у таблиці 4.1.

4.1.2 Дослідні ділянка та поїзд

При виборі дослідного з'їзду для проведення випробувань враховувалось наступне:

- проекти стрілочних переводів, які утворюють з'їзд (проект 1740);
- тип верхньої будови з'єднувальної колії (рейки Р65, шпали і бруси залізобетонні, щебеневий баласт, типове проміжне скріплення КБ);
- відсутність понаднормативного зносу рейок в з'єднувальній частині з'їзду і низька забрудненість баласту;
- міжколійна відстань від 4,8 до 5,3 м;
- встановлені швидкості руху вантажних поїздів на боковий напрямок стрілочного переводу $V_B = 40$ км/год без обмеження;
- можливість надання «вікон» і їх тривалість;
- можливість підключення вимірювальної апаратури до мережі енергопостачання.

Експериментальні дослідження проводились в межах колій ТОВ з ІІ «Трансінвестсервіс».

В якості дослідного був обраний з'їзд в парній горловині парку А між паралельними коліями, що утворений стрілочними переводами №№ 12-14 типу Р65 марки 1/11; підрейкова основа – залізобетонні бруси; баласт щебеневий, товщина 25-30 см; міжколійна відстань в межах з'їзду – 5,3 м. При цьому враховувалось, що в межах обраної ділянки знаходиться необхідний набір і розташування стандартних вкорочених залізобетонних брусів (рис. 4.2).

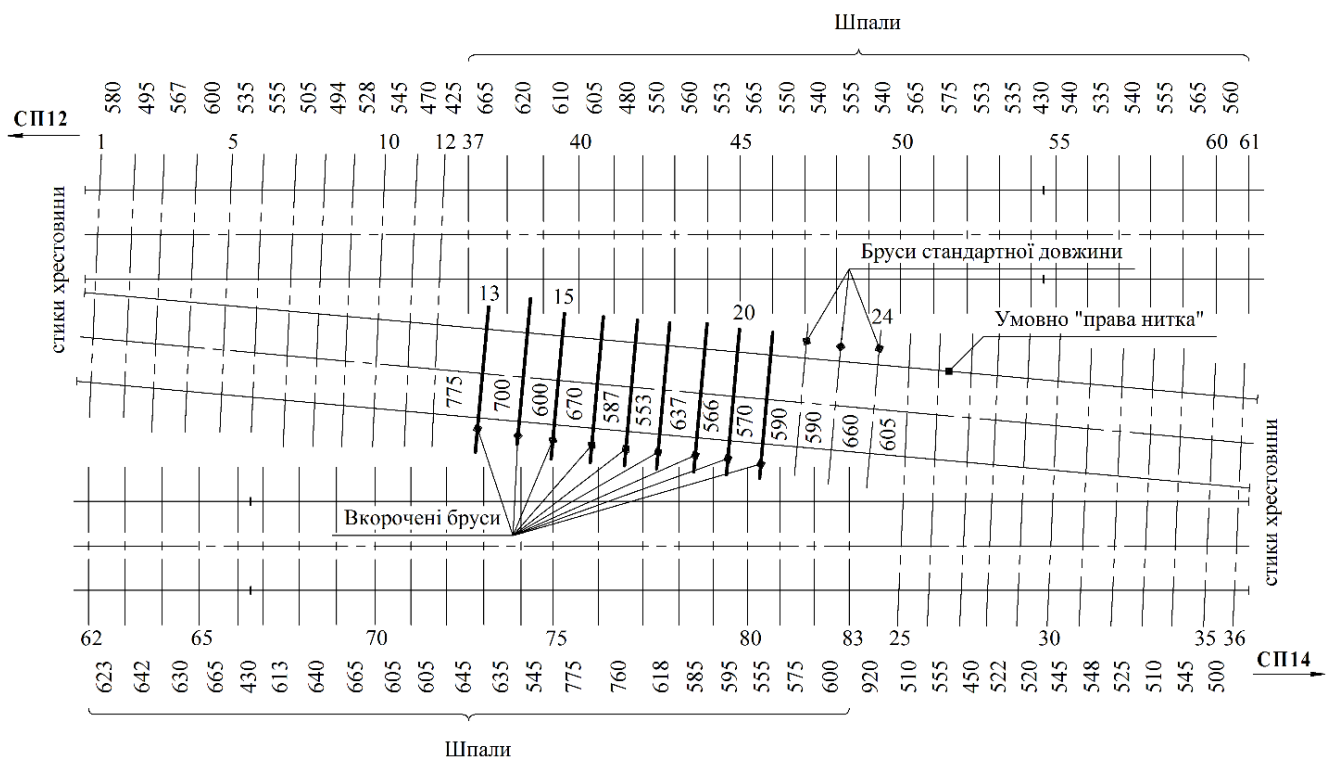


Рис. 4.2. Схема дослідного з'їзду

Для встановлення фактичного стану з'єднувальної частини стрілочного з'їзду були проведені натурні вимірювання відповідно до [83] та з врахування пропозицій, наведених в [8, 141]. Розмітка точок для вимірювання ординат проводилась через кожні 2,5 м, починаючи від переднього вильоту хрестовини для обох рейкових ниток (точки 1-13 – для правої нитки, точки 14-26 – для лівої нитки). Графіки зміни виміряних ординат графічно представлені на рис. 4.3-4.4. Як бачимо з графіків, в з'єднувальній частині з'їзду має місце горизонтальна нерівність між точками 6-9 по правій та відповідно 21-16 по лівій рейковій нитці.

У межах дослідної ділянки були також виконані вимірювання ширини колії та положення однієї нитки відносно іншої за рівнем. У перерізах, де були виконані виміри, ширина колії та положення за рівнем знаходились в межах допусків. Вплив укладених типових вкорочених залізобетонних брусів на ширину колії в їх зоні не спостерігається.

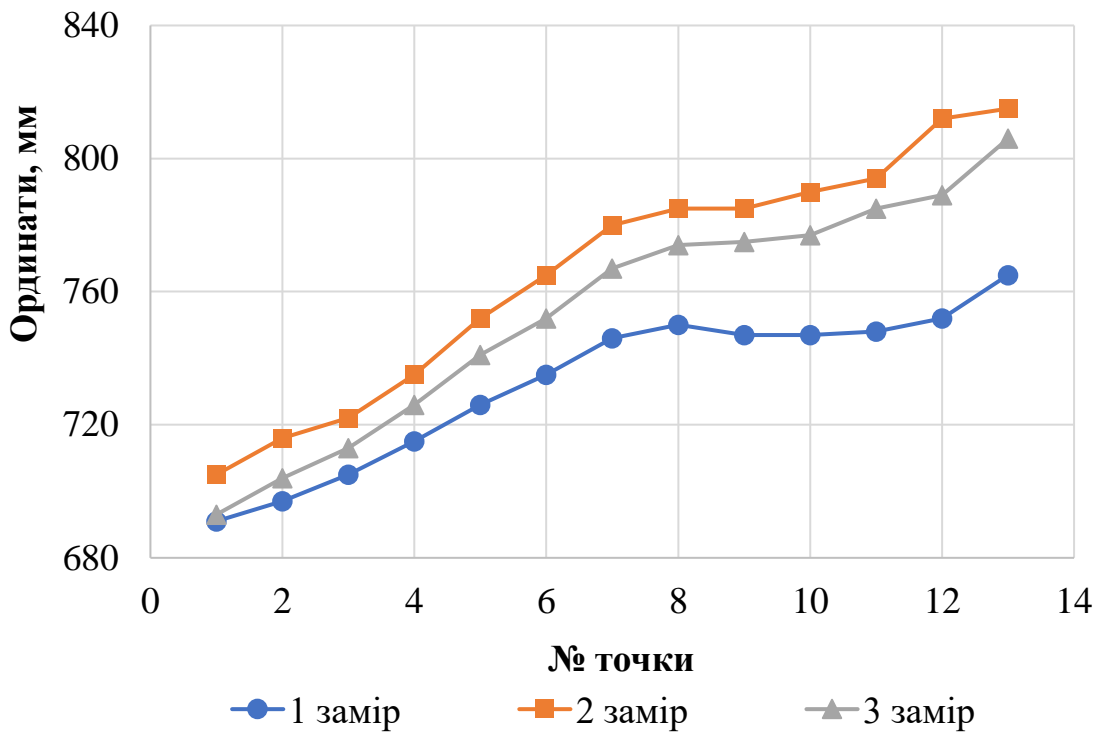


Рис. 4.3. Графік вимірних ординат у межах дослідного з'їзду для правої нитки

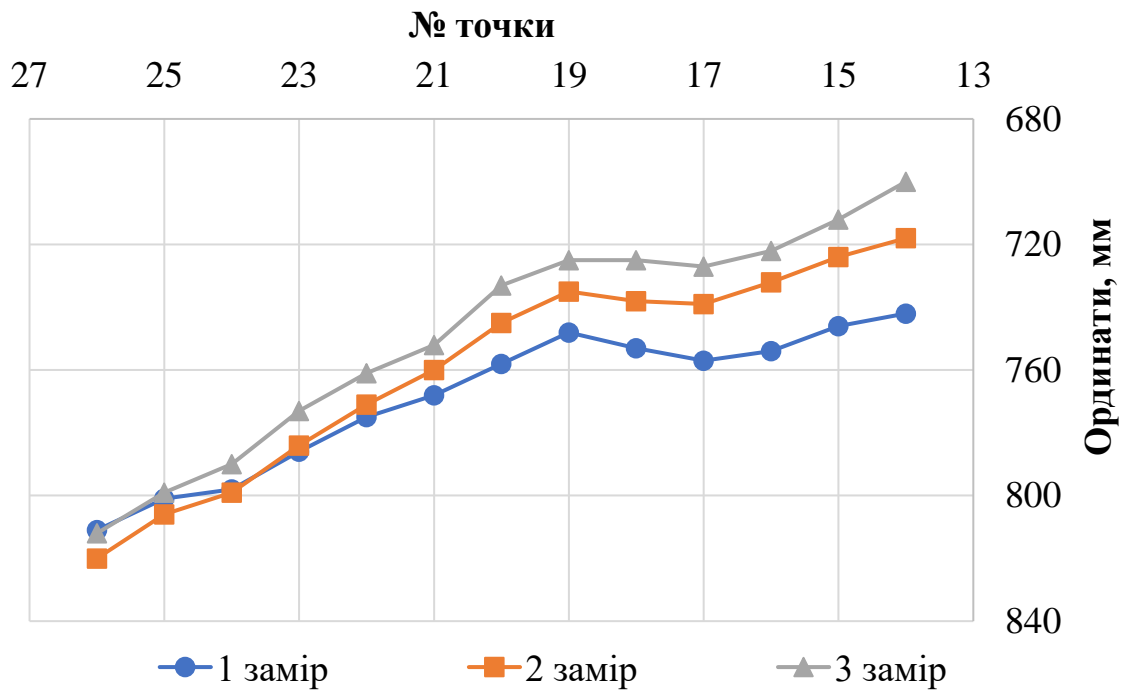


Рис. 4.4. Графік вимірних ординат у межах дослідного з'їзду для лівої нитки

Під час оцінки стану з'їзду паралельно були проведені вимірювання основних геометричних параметрів стрілочних переходів. Доцільність проведення

таких вимірювань пояснюється необхідністю врахування впливу стану стрілочних переводів на умови взаємодії. Місця контрольних вимірів представлені на рис. 4.5.

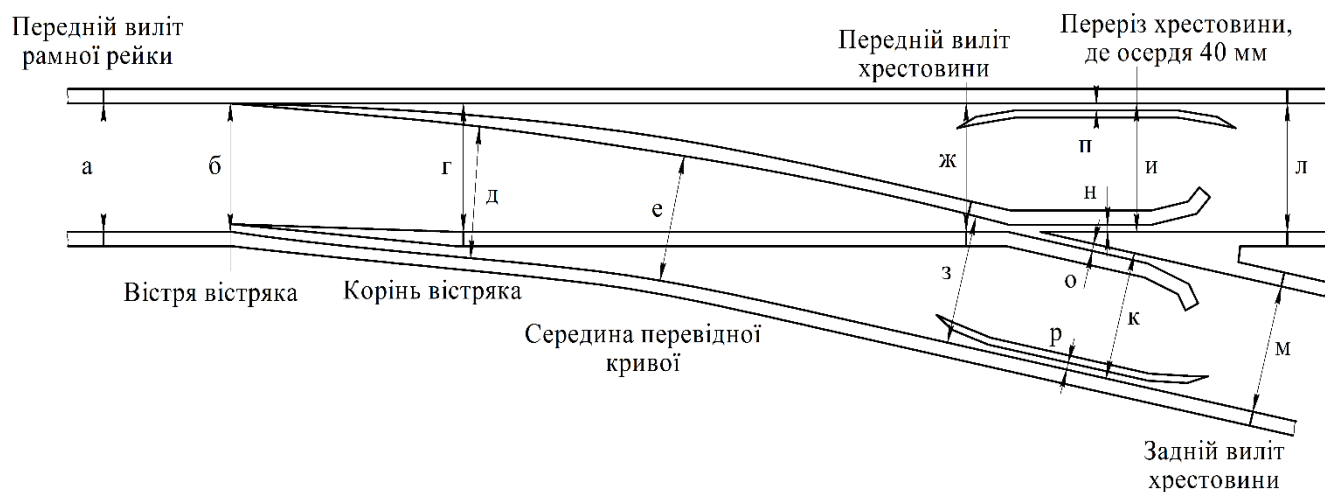


Рис. 4.5. Місця контрольних вимірів ширини колії та жолобів на стрілочних переводах, які входять до складу з'їзду

Результати вимірювання фактичного стану стрілочних переводів № 12 та 14 приведені в табл. 4.2 та 4.3. Параметри, що були отримані під час вимірювань знаходяться в межах норм та допусків відповідно до [54]. Аналіз результатів свідчить про задовільний стан стрілочних переводів і, відповідно, про відсутність суттєвого впливу на умови проходження дослідного поїзда вздовж з'єднувальної частини стрілочного з'їзду.

Таблиця 4.2 – Результати вимірювання ширини колії та положення за рівнем стрілочних переводів

Місце вимірювання	Позначення на схемі	Шаблон, мм		Рівень, мм			
		СП №12	СП №14	СП №12	СП №14		
Передній виліт рамної рейки	а	1533	1529	+7	-1		
Вістря вістряка	б	1535	1532	-4	+6		
Корінь вістряка	по прямому	г	1526	1527	+4	+6	
	по боковому	д	1526	1532	+3	+3	
Середина перевідної кривої	е	1533	1534	+5	+1		
Хрестовина	передній виліт	по прямому	ж	1520	1548	-1	+2
		по боковому	з	1525	1526	+2	0
	переріз 40 мм	по прямому	и	1519	1519	+11	+2
		по боковому	к	1516	1517	-2	-5
	задній виліт	по прямому	л	1523	1522	+4	0
		по боковому	м	1520	1520	+3	-5

Таблиця 4.3 – Результати вимірювання жолобів на стрілочних переводах

Місце вимірювання		Позначення на схемі	Жолоб, мм		
			СП №12	СП №14	
Хрестовина	переріз 40 мм	по прямому	н	45,2	45,5
		по боковому	о	47,0	46,5
Контррейка	в прямій частині	по прямому	п	45,4	44,5
		по боковому	р	44,8	45,2

Для виконання програми та методики експериментальних досліджень впливу рухомого складу на колію з вкороченими залізобетонними брусами в межах стрілочного з'їзду, був сформований спеціальний дослідний поїзд.

Враховуючи результати робіт [29, 131] було сформовано дослідний поїзд, до складу якого входив маневровий тепловоз ТГМ6А та два навантажених чотиривісних піввагона на візках моделі 18-100. Схема дослідного поїзда приведена на рис. 4.6. Поїздки виконувались під час «вікна» у маневровій роботі човником (туди і назад) зі швидкостями до 40 км/год.

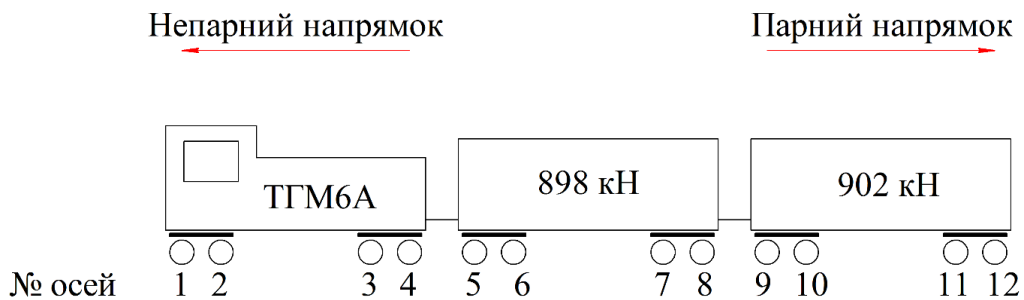


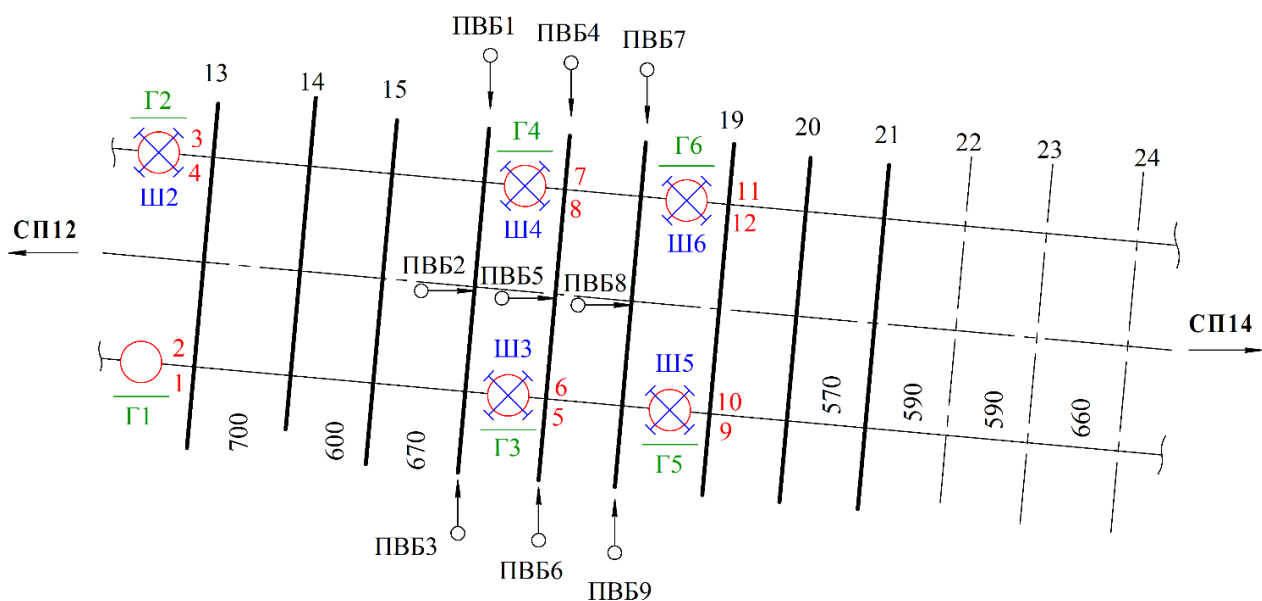
Рис. 4.6. Дослідний поїзд

Перед початком випробувань рівномірно навантажені щебнем піввагони були попередньо зважені і складений відповідний протокол. Вага першого піввагона склала 898 кН, другого піввагона – 902 кН.

4.1.3 Методика встановлення вимірювальних приладів

Для досліджень взаємодії колії та рухомого складу на дослідній ділянці були встановлені прилади (рис. 4.7), які фіксують різні фізичні процеси. Прилади встановлені по обох рейкових нитках, що дозволяють одночасно вимірювати як горизонтальний, так і вертикальний вплив рухомого складу на рейки та бруси.

Прилади на дослідному з'їзді розташовувалися відповідно до вимог [111] у місцях, де величини значень показників, що досліджуються, повинні бути близькі до екстремальних.



Умовні позначення

- Прилади для вимірювання вертикальних переміщень брусів
- Прилади для вимірювання вертикальних сил
- Прилади для вимірювання напружень в кромках головки рейки
- Прилади для вимірювання напружень в кромках підшви рейки

Рис. 4.7. Розміщення вимірювальних приладів на ділянці

У межах дослідної ділянки вкладені несиметрично вкорочені бруси в різні сторони відносно осі колії (див. рис. 4.2). Є група з трьох брусів довжиною 2,5 м, у яких вкорочена частина знаходиться по одній стороні. Цим пояснюється знаходження більшої кількості вимірювальних приладів саме в цій зоні на дослідній ділянці.

4.2 Аналіз результатів експериментальних даних

4.2.1 Методика обробки результатів

Значення показників напружено-деформованого стану, що отримані під час проведення експериментальних досліджень, розглядаються як випадкові величини та вважається що вони підпорядковуються закону нормального розподілу.

На першому етапі для кожної групи приладів значення показників об'єднувались у первинні вибірки за різними критеріями:

- напрямком руху;
- швидкістю руху;
- осями дослідного рухомого складу;
- місцем встановлення приладів.

Одночасно проводилась перевірка первинних вибірок на відповідність закону нормального розподілу Гауса. Для цього можна застосувати критерій згоди Шапіро-Уїлка W [116], який призначений для перевірки гіпотези щодо нормального або логарифмічно нормального закону розподілу при обмеженому обсязі вибірки ($n \leq 50$) і представляє собою більш потужний інструмент ніж інші критерії, наприклад, критерій Пірсона.

Для обчислення статистики критерія

$$W = b^2/S^2 \quad (4.3)$$

визначають величини

$$S^2 = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 = \sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{\left(\sum_{i=1}^n x_i\right)^2}{n}, \quad (4.4)$$

де \bar{x} – вибіркове середнє, і

$$b = \sum_{i=1}^k a_{n-i+1} (x_{n-i+1} - x_i), \quad (4.5)$$

де значення a_{n-i+1} для $i=1, 2, 3, \dots, k$ беруть з [24], при чому якщо n – парне число, то $k = n / 2$, якщо n – непарне число, $k = (n - 1) / 2$.

Гіпотезу перевіряють на основі нерівності

$$W \geq W_\alpha, \quad (4.6)$$

де W_α – критичне значення критерія Шапіро-Уїлка [24].

Якщо нерівність (4.6) виконується, в такому випадку нульову гіпотезу відкидають.

На другому етапі аналізу результатів первинних вибірок намічалась програма об'єднання в одну сукупність однорідних вибірок. Після цього для кожної вибірки

визначались: експериментальне середнє значення, експериментальне середньо-квадратичне відхилення та максимальне ймовірне значення (з рівнем ймовірності 0,994) показників, отриманих під час досліджень.

Результати статистичної обробки усього спектру отриманих під час експериментальних досліджень даних, наведені у додатку Л.

4.2.2 Напруження в кромках підшви рейок

Напруження в кромках підшви рейок є одним з основних показників оцінки впливу на колію рухомого складу, як головний критерій міцності колії, а отже і безпеки руху по колії з різною конструкцією верхньої будови. Нормована величина цих напружень (240 МПа) визначає допустимі швидкості руху [110].

Перерізи, в яких вимірювались напруження в кромках підшви рейок, показані на схемі встановлення вимірювальних приладів (див. рис. 4.7).

Місця наклеювання тензорезисторів вибиралось таким чином, щоб напруження в підшві рейки були виміряні по обидві сторони стандартного вкороченого бруса, адже площа спирання кожного кінця різна, відповідно і напруження повинні відрізнитися.

В результаті статистичної обробки експериментальних даних були отримані середні ($\bar{\sigma}$), максимально ймовірні ($\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимально спостережені в дослідах ($\sigma_{\max}^{\text{спос}}$) значення напружень в кромках підшви рейки. Результати наведені в табл. 4.4 та на рис. 4.8-4.9.

Систематизація і групування дослідних даних під час статистичної обробки щодо визначення напружень в кромках підшви рейки виконувались окремо по осях, які набігають на рейки (1+3 вісь для маневрового локомотива ТГМ6А, 5+7+9+11 вісь для вантажних вагонів), і задніх осях (2+4 вісь та 6+8+10+12 вісь відповідно) при непарному русі і відповідною зміною нумерації при парному русі.

Показання вимірювальних приладів по кожній кромці підшви рейки вздовж колії об'єднувались в окремі групи і розглядались під час обробки. Напруження в кромках підшви рейки від впливу коліс дослідного поїзда визначались для лівої і правої рейкової нитки окремо в кожному конкретному випадку. Також під час

попереднього аналізу результатів розглядалися експериментальні дані окремо для кожної осі маневрового локомотива ТГМ6А і навантажених піввагонів при об'єднанні датчиків по одній стороні рейки. Але істотної зміни у перерозподілі напружень в кромках підшви рейок при такому групуванні даних не спостерігалось. Тому було вирішено в подальшому залишити групування даних саме по осях, які набігають, і задніх осях.

Таблиця 4.4 – Середні ($\bar{\sigma}$), максимальні ймовірні ($\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимальні спостережені ($\sigma_{\max}^{\text{спос}}$) значення напружень в кромках підшви рейки, МПа

Рухомий склад		ТГМ6А				Піввагон				
Рейкова нитка		Ліва		Права		Ліва		Права		
Вісь		1*	2	1	2	1	2	1	2	
Швидкість руху, км/год	5	$\bar{\sigma}$	82	77	88	69	76	68	71	59
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	130	141	164	93	137	124	113	78
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	110	124	149	96	123	105	125	75
	15	$\bar{\sigma}$	76	71	83	67	72	61	68	56
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	128	135	154	97	136	119	111	74
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	128	127	138	100	127	117	126	76
	25	$\bar{\sigma}$	72	69	79	68	67	57	68	55
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	120	136	148	114	125	111	116	78
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	112	128	144	146	120	115	125	80
	40	$\bar{\sigma}$	77	66	80	69	69	59	67	60
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	138	129	142	113	122	111	111	87
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	132	129	136	109	114	113	118	95

Примітка: тут і далі цифрою 1 позначені осі, які набігають на рейку, цифрою 2 – задні осі

Найбільші значення максимально спостережених напружень в кромках підшви рейок склали:

- по правій рейковій нитці – 149 МПа;
- по лівій рейковій нитці – 136 МПа.

Аналіз даних табл. 4.4 засвідчив, що, як і слід було очікувати, найбільші значення напружень по зовнішніх кромках підшви рейок мали місце від впливу коліс, що набігають на рейку. У всіх випадках напруження в кромках підшви рейок суттєво менше ніж допустимі 240 МПа [110].

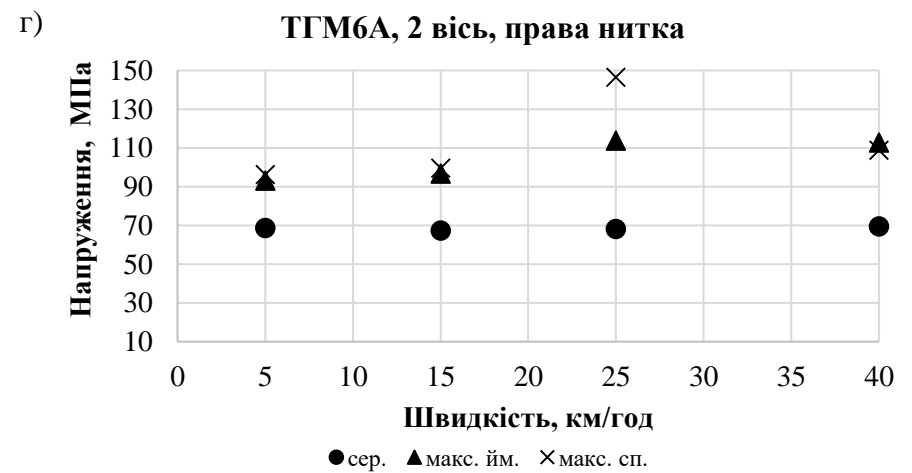
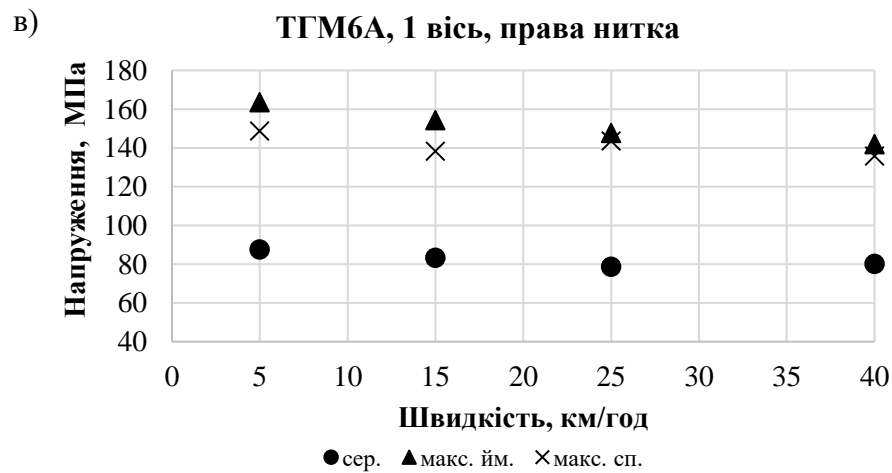
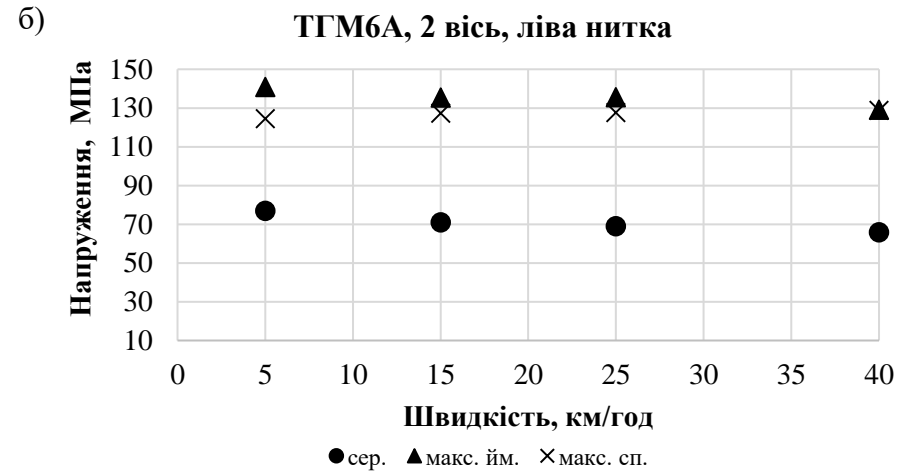
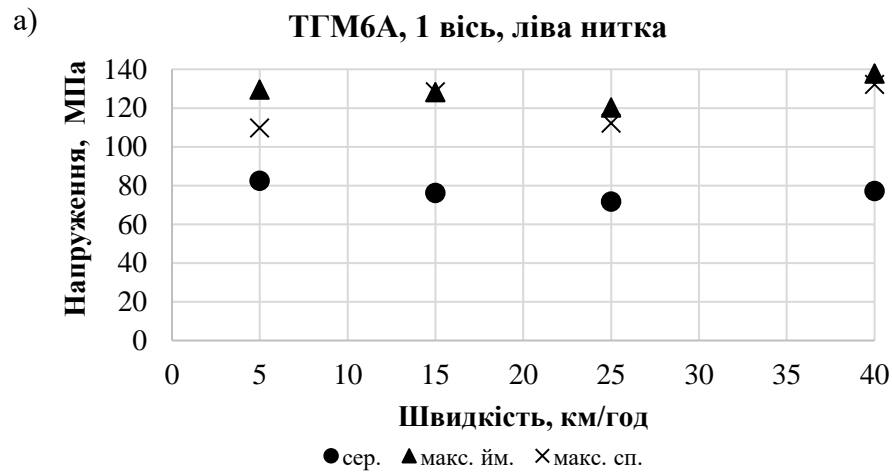


Рис. 4.8. Напруження в зовнішній кромці підосви рейкової нитки під осями маневрового локомотива ТГМ6А:

- а) під осями, що набігають на ліву рейку; б) під задніми осями на лівій рейці;
- в) під осями, що набігають на праву рейку; г) під задніми осями на правій рейці



Рис. 4.9. Напруження в зовнішній кромці підшви рейкової нитки під осями піввагона:

- а) під осями, що набігають на ліву рейку; б) під задніми осями на лівій рейці;
 в) під осями, що набігають на праву рейку; г) під задніми осями на правій рейці

4.2.3 Вертикальні сили, що передаються від коліс на рейки

Вимірювання вертикальних сил, що передаються від коліс рухомого складу на рейки, проводилось в заздалегідь визначених перерізах (див. рис. 4.7). Значення були отримані за допомогою тензOMETричних датчиків базою 20 мм і опором 200 Ом, що наклеювалися вертикально в зоні нейтральної осі по обидва боки шийки рейки і паралельно включалися в спільну роботу.

Тарування приладів для вимірювання вертикальних сил проводилось на основі стандартної методики шляхом пропускання дослідного поїзда зі швидкості 5 км/год.

Статистична обробка експериментальних даних дала змогу отримати середні (\bar{P}), максимально ймовірні ($P_{\max}^{\text{ймов}}$) та максимально спостережені ($P_{\max}^{\text{спос}}$) значення вертикальних сил, що передаються на рейки від коліс екіпажів під час руху з різними швидкостями (табл. 4.5 та рис. 4.10-4.11).

Таблиця 4.5 – Середні (\bar{P}), максимальні ймовірні ($P_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимальні спостережені ($P_{\max}^{\text{спос}}$) значення вертикальних сил, кН

Рухомий склад		ТГМ6А				Піввагон				
		Ліва		Права		Ліва		Права		
Рейкова нитка		Ліва		Права		Ліва		Права		
Вісь		1	2	1	2	1	2	1	2	
Швидкість руху, км/год	5	\bar{P}	108	110	117	109	117	118	109	106
		$P_{\max}^{\text{ймов}}$	141	132	154	128	167	167	125	120
		$P_{\max}^{\text{спос}}$	131	125	150	120	131	130	122	117
	15	\bar{P}	105	104	112	108	116	115	105	100
		$P_{\max}^{\text{ймов}}$	137	129	145	130	139	132	123	119
		$P_{\max}^{\text{спос}}$	130	127	144	153	134	128	121	121
	25	\bar{P}	103	106	109	106	116	112	105	100
		$P_{\max}^{\text{ймов}}$	138	133	144	134	137	128	128	117
		$P_{\max}^{\text{спос}}$	135	130	138	147	139	128	128	120
	40	\bar{P}	105	100	110	111	116	111	104	106
		$P_{\max}^{\text{ймов}}$	132	117	142	153	153	136	124	129
		$P_{\max}^{\text{спос}}$	128	113	143	134	158	138	125	132

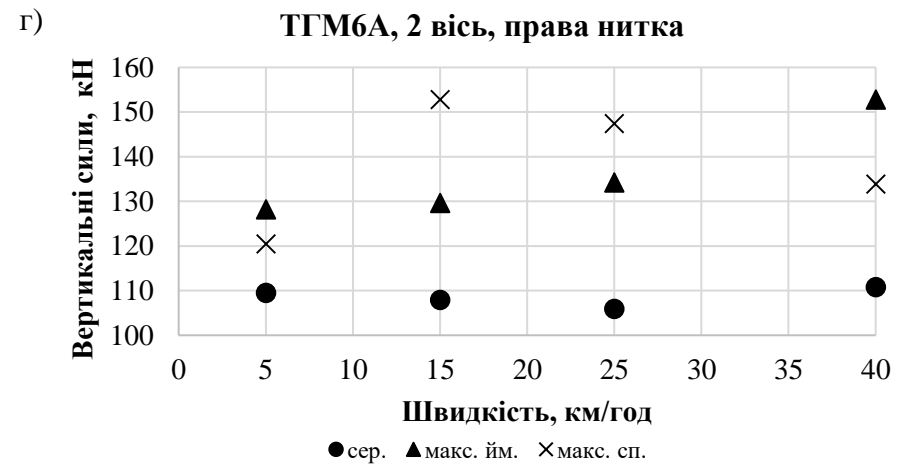
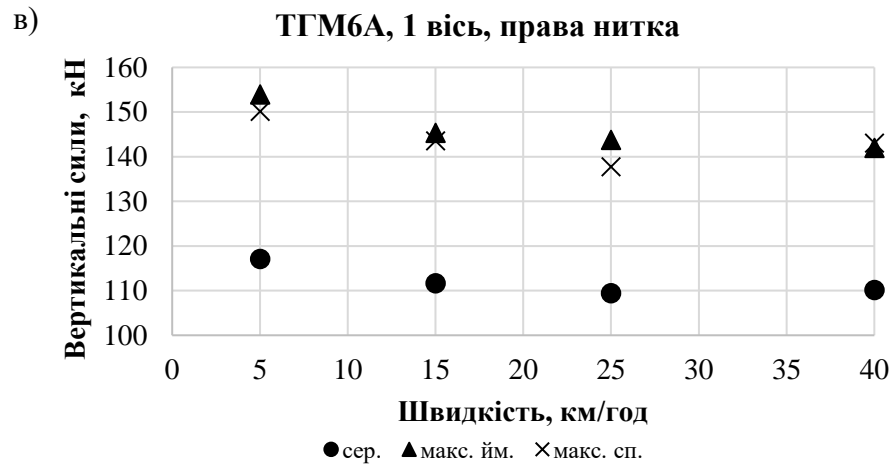
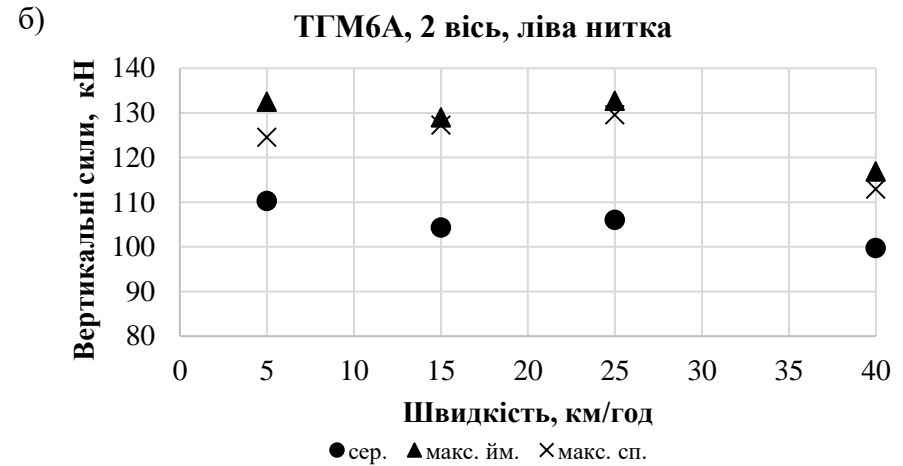
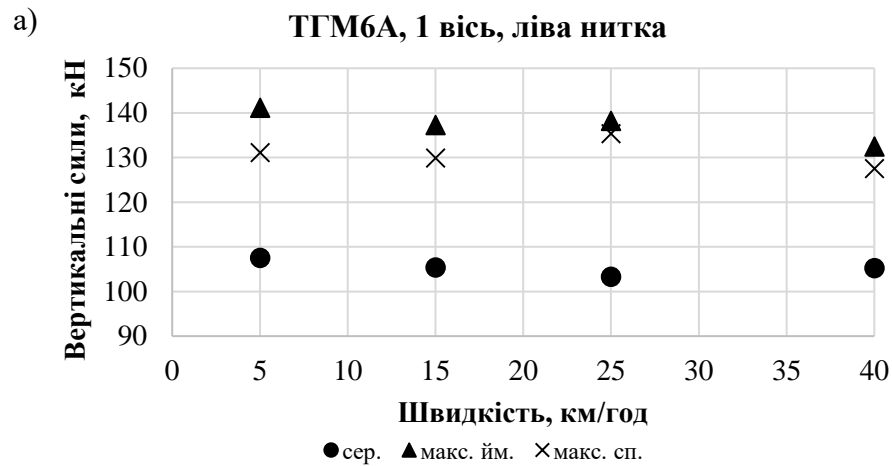


Рис. 4.10. Вертикальні сили, що діють від коліс маневрового локомотива ТГМ6А:

а) під осями, що набігають на ліву рейку; б) під задніми осями на лівій рейці;

в) під осями, що набігають на праву рейку; г) під задніми осями на правій рейці

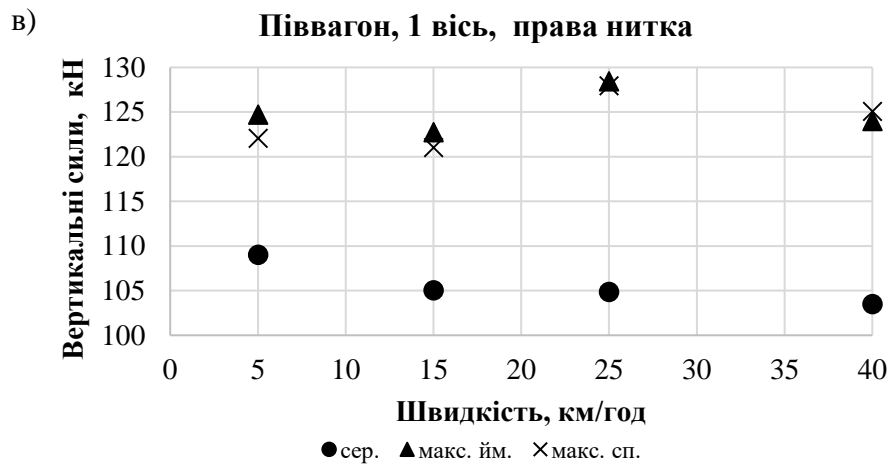
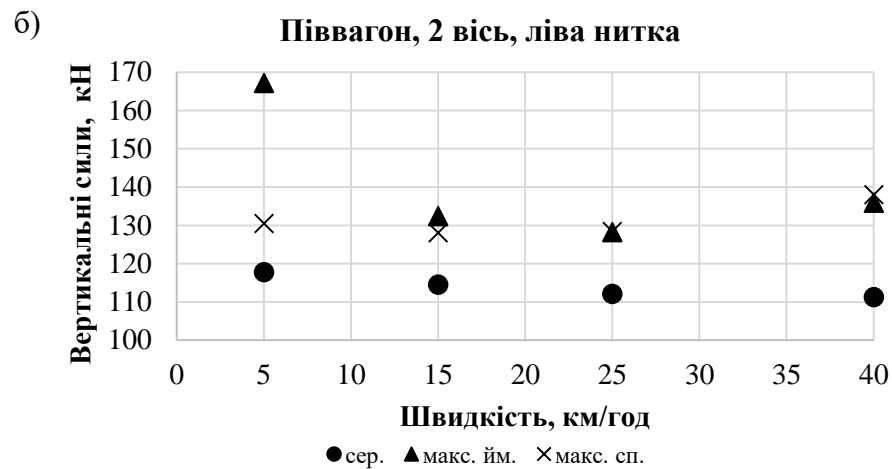


Рис. 4.11. Вертикальні сили, що діють від коліс піввагона:

- а) під осями, що набігають на ліву рейку; б) під задніми осями на лівій рейці;
 в) під осями, що набігають на праву рейку; г) під задніми осями на правій рейці

При реалізації швидкостей руху дослідного поїзда до 40 км/год середні значення вертикальних динамічних сил становили:

- по правій рейковій нитці – 117 кН;
- по лівій рейковій нитці – 118 кН.

Найбільші значення максимально спостережених вертикальних сил склали:

- по правій рейковій нитці – 153 кН;
- по лівій рейковій нитці – 158 кН.

При цьому максимально ймовірні значення відповідно склали:

- по правій рейковій нитці – 154 кН;
- по лівій рейковій нитці – 167 кН.

Аналогічний характер зміни вертикальних сил спостерігається як і при визначенні напружень: в переважній більшості випадків найбільші значення спостерігаються під осями, що набігають на рейки.

У всіх випадках динамічні вертикальні сили не перевищували допустимі 210 кН [110].

4.2.4 Горизонтальні сили, що передаються від коліс на рейки

Для визначення бокових сил, що діють на колію від рухомого складу, прилади розташовувалися групами. Значення напружень у зовнішніх і внутрішніх кромках підшви рейки здійснюються за допомогою тензометричних датчиків, аналогічних при вимірюванні вертикальних сил. Датчики розміщуються практично біля самої кромки підшви по її нижній поверхні [111]. У тих поперечних перерізах рейок, де розміщувалися датчики для вимірювання кромкових напружень, розташовувались аналогічні по зовнішній грані головки рейок (рис. 4.12).

Для визначення величин горизонтальних поперечних (бокових) сил використовується триточковий метод, який був розроблений О. П. Єршковим [42]. За цим методом значення бокових сил визначаються на основі експериментально отриманих величин напружень в кромках підшви і в зовнішній грані головки рейки:

$$H = B \cdot \sigma_H^п, \quad (4.7)$$

де H – бокові сили, які діють на колію;

B – коефіцієнт для визначення бокових сил;

σ_H^n – напруження, що виникають в зовнішній кромці підшви рейок від дії бокових сил.



Рис. 4.12. Датчики для вимірювання напружень

Коефіцієнт B визначається за формулою:

$$B = 4 \cdot W_z^n \cdot k_y^T, \quad (4.8)$$

де W_z^n – момент опору поперечного перерізу рейки відносно осі z , см^3 ;

k_y^T – коефіцієнт відносної жорсткості рейки і підрейкові основи з урахуванням тертя в горизонтальній площині, см^{-1} .

$$W_z^n = \frac{2 \cdot I_z}{b_n}, \quad (4.9)$$

де I_z – момент інерції поперечного перерізу рейки відносно осі z , см^4 ;

b_n – ширина підшви рейки, см .

Для рейок типу Р65 ($I_z = 569 \text{ см}^4$; $b_n = 15 \text{ см}$) $W_z^n = 75,87 \text{ см}^3$.

Напруження, що виникають в кромці підшви рейок від дії бокових сил, визначається [42]:

$$\sigma_H^{\pi} = \frac{h_2}{h_1 + h_2} \cdot \frac{b_{\pi}}{b_r} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \sigma_P^{\pi} + \frac{h_1}{h_1 + h_2} \cdot \sigma_H^{\text{усл}} + \frac{h_2}{h_1 + h_2} \cdot \frac{b_{\pi}}{b_r} \cdot \sigma_{\text{зов}}^{\Gamma}, \quad (4.10)$$

де σ_P^{π} – напруження, що виникають в кромці підшви рейки від дії вертикальних сил;

$\sigma_H^{\text{усл}}$ – різниця напружень, що виникають у внутрішній і зовнішній кромках підшви рейки від дії бокових сил;

$$\sigma_P^{\pi} = \frac{\sigma_{\text{зов}}^{\pi} + \sigma_{\text{вн}}^{\pi}}{2}; \quad (4.11)$$

$$\sigma_H^{\text{усл}} = \frac{\sigma_{\text{зов}}^{\pi} - \sigma_{\text{вн}}^{\pi}}{2}, \quad (4.12)$$

де $\sigma_{\text{зов}}^{\pi}$, $\sigma_{\text{вн}}^{\pi}$, $\sigma_{\text{зов}}^{\Gamma}$ – експериментальні напруження в зовнішній і внутрішній кромці підшви і зовнішньої грані головки рейок, МПа;

$h_1, h_2, z_1, z_2, b_{\pi}, b_r$ – геометричні характеристики рейки, які вказані на рис. 4.13.

Зазначені вище формули отримані з умови рівноваги всіх сил, прикладених до рейки.

Для зручності розрахунків вираз (4.10) приведені до вигляду [57]:

$$\sigma_H^{\pi} = A_1 \cdot \sigma_{\text{зов}}^{\pi} + A_2 \cdot \sigma_{\text{вн}}^{\pi} + A_3 \cdot \sigma_{\text{зов}}^{\Gamma}, \quad (4.13)$$

де

$$A_1 = \frac{h_2}{h_1 + h_2} \cdot \frac{b_{\pi}}{b_r} \cdot \frac{z_1}{2 \cdot z_2} + \frac{h_1}{2 \cdot (h_1 + h_2)}; \quad (4.14)$$

$$A_2 = \frac{h_2}{h_1 + h_2} \cdot \frac{b_{\pi}}{b_r} \cdot \frac{z_1}{2 \cdot z_2} - \frac{h_1}{2 \cdot (h_1 + h_2)}; \quad (4.15)$$

$$A_3 = \frac{h_2}{h_1 + h_2} \cdot \frac{b_{\pi}}{b_r}. \quad (4.16)$$

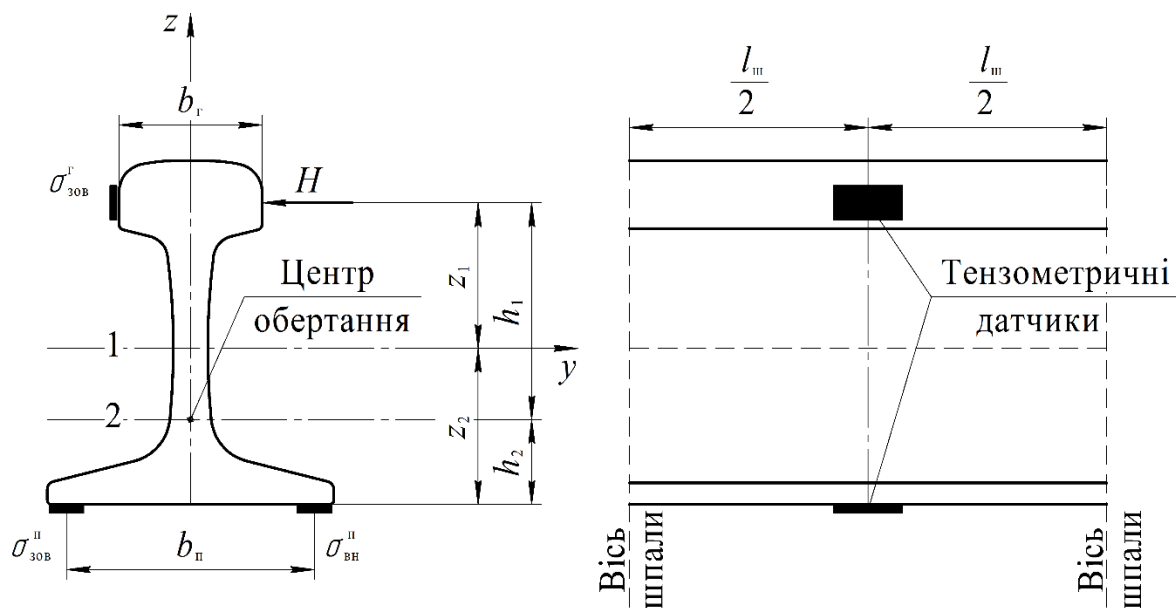


Рис. 4.13. Схема вимірювання напружень в кромках підшви і зовнішній кромці головки рейки

1 – нейтральна вісь; 2 – горизонтальна вісь, що проходить через центр обертання

За результатами статистичної обробки отриманих під час експерименту даних були встановлені середні (\bar{H}), максимальні ймовірні ($H_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимальні спостережені ($H_{\max}^{\text{спос}}$) значення бокових сил від осей, що набігають на рейку.

Найбільші значення максимальних спостережених бокових сил склали:

- по правій рейковій нитці – 68 кН;
- по лівій рейковій нитці – 73 кН.

Більш докладно результати визначення бокових сил представлені на рис. 4.14 та в табл. 4.6.

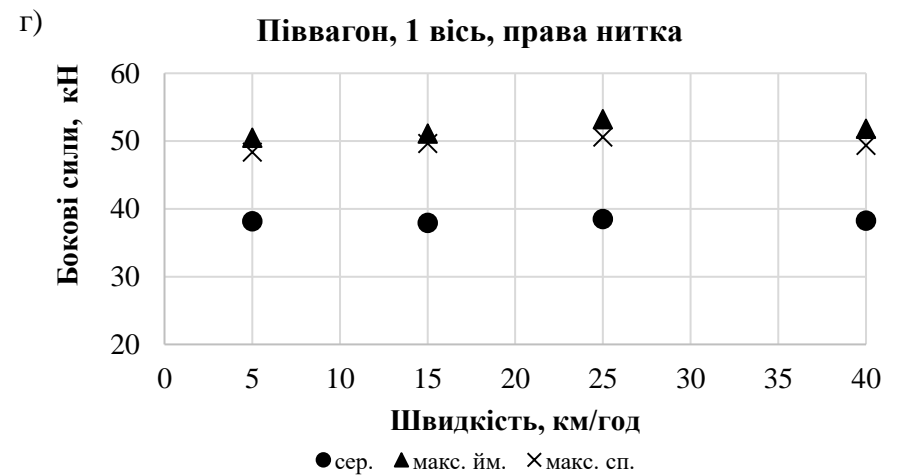
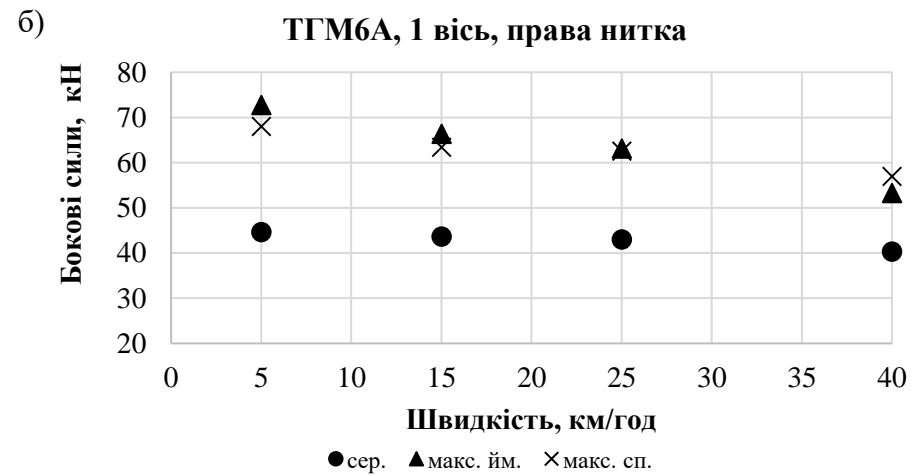
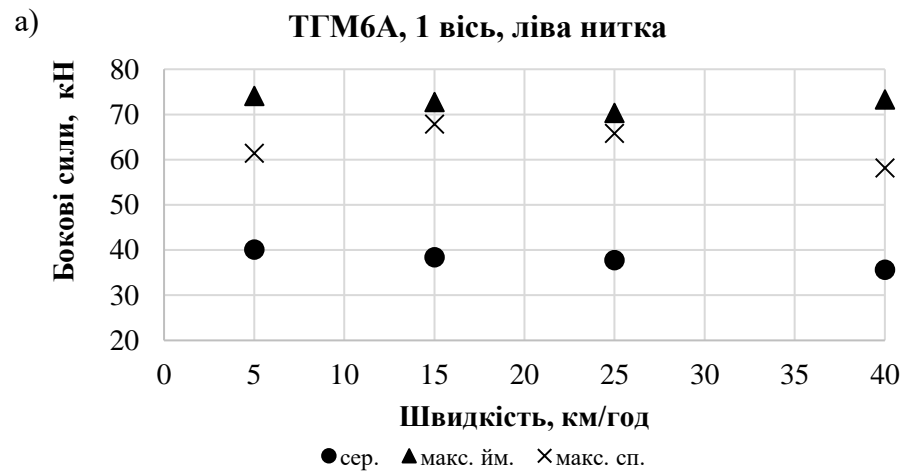


Рис. 4.14. Бокові сили від коліс, що набігають на рейку:

а) під осями маневрового локомотива ТГМ6А для лівої рейки; б) під осями маневрового локомотива ТГМ6А для правої рейки;

в) під осями піввагона для лівої рейки; г) під осями піввагона для правої рейки

Таблиця 4.6 – Середні (\bar{H}), максимальні ймовірні ($H_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимальні спостережені ($H_{\max}^{\text{спос}}$) значення бокових сил, кН

Рухомий склад		ТГМ6А		Піввагон		
Рейкова нитка		Ліва	Права	Ліва	Права	
Швидкість руху, км/год	5	\bar{H}	40	45	42	38
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	74	73	74	50
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	61	68	66	48
	15	\bar{H}	38	44	40	38
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	73	66	73	51
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	68	63	73	50
	25	\bar{H}	38	43	39	39
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	70	63	70	53
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	66	63	65	51
	40	\bar{H}	36	40	39	38
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	73	53	68	52
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	58	57	64	49

У всіх випадках бокові сили не перевищували допустимі 120 кН [110].

Під час обробки експериментальних даних було вирішено визначити вплив горизонтальної нерівності, яка знаходиться між 15 та 21 брусами (див. рис. 4.7) на величину бокових сил вздовж дослідної ділянки. Для цього отримані значення бокових сил групувались окремо для кожного перерізу колії (переріз 1, 2, 3), а об'єднання осей залишилось без змін (осі, що набігають та задні).

Характер зміни бокових сил вздовж лівої рейкової нитці відображено на рис. 4.15.

Якісний аналіз бокових сил свідчить про розділення ділянки умовно на три зони:

- зростання бокових сил;
- досягнення максимального значення;
- зменшення бокових сил.

В перерізі 1 значення бокових сил більші за переріз 3, але менші за переріз 2. Це пояснюється наявністю в місці встановлення приладів найбільшої відстані між осями брусів (775 мм, див. рис. 4.2).

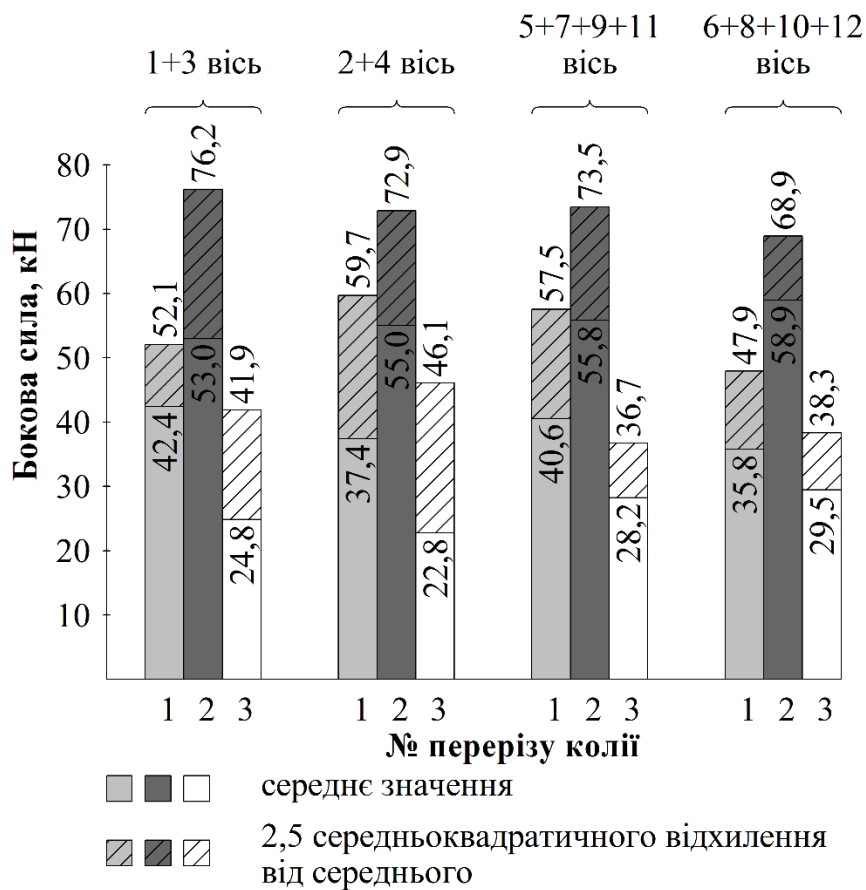


Рис. 4.15. Значення бокових сил вздовж ділянки для лівої рейкової нитки

В перерізі 2 величини бокових сил найбільші, тому що прилади встановлені в зоні горизонтальної нерівності.

В перерізі 3 бокові сили (як середні, так і максимально ймовірні) мають найменші значення. В даному випадку це можна пояснити зменшенням відстані між осями брусів на відміну від аналогічних брусів в перерізі 1.

4.2.5 Вертикальні переміщення брусів

Пружні деформації брусів в процесі експериментальних досліджень на дослідній ділянці вимірювалися за допомогою електропрогиномірів системи ЦНИИ МПС (рис. 4.16) шляхом визначення вертикальних прогинів в підрейковій зоні і осям несиметрично вкорочених брусів від впливу всіх осей дослідного поїзда.



Рис. 4.16. Прилад для вимірювання переміщень

Місця, в яких вимірювались вертикальні переміщення брусів, показані на схемі встановлення вимірювальних приладів (див. рис. 4.7). Аналіз даних по вертикальних прогинам брусів показав, що у всіх розглянутих випадках вертикальні прогини як від впливу осей, що набігають на рейки так і тих, що не набігають, приблизно однакові. Результати статистичної обробки прогинів в різних перерізах вздовж бруса приведено в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Узагальнені значення спостережень прогинів бруса P_u , мм

Швидкість, км/год	Прогин		
	з вкороченого боку у перерізі A, Z_A	по осі бруса у перерізі B, Z_B	з нескороченого боку у перерізі C, Z_C
5	0,672	1,135	2,336
15	0,589	0,913	2,097
25	0,737	1,058	2,401
40	0,740	1,065	2,254

Схема встановлення електропрогиномірів вздовж несиметрично вкороченого бруса наведена на рис. 4.17.

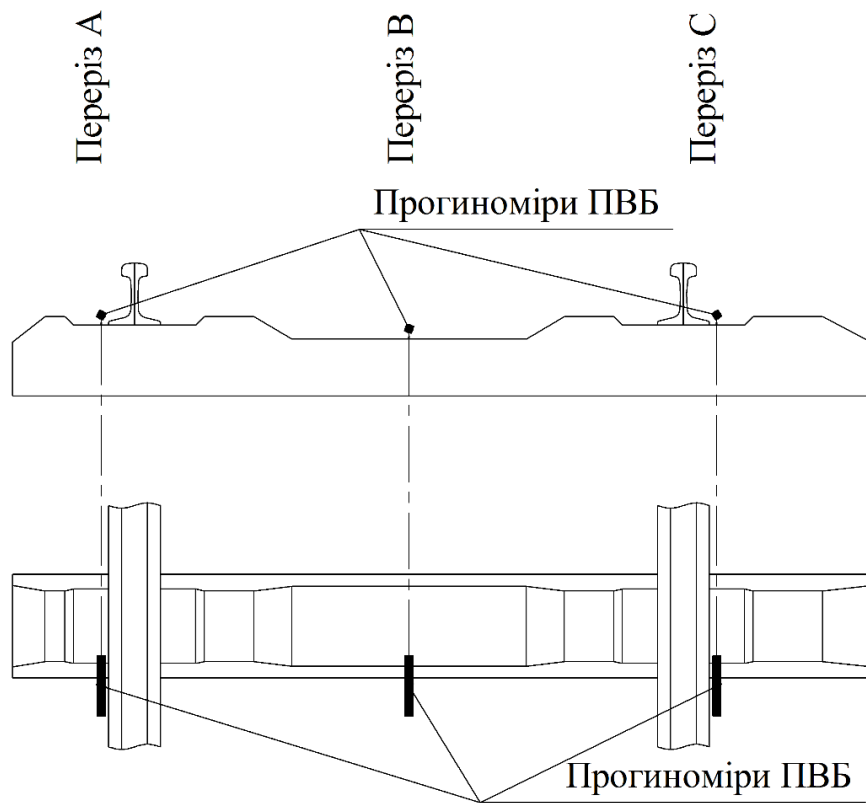


Рис. 4.17. Схема встановлення прогиномірів вздовж несиметрично вкороченого залізобетонного бруса (Пу)

4.3 Верифікація математичної моделі за результатами експериментальних досліджень

Просторове положення колії у межах дослідного з'їзду отримано за результатами натурної геодезичної зйомки в характерних перерізах, де вимірювалась ширина колії та положення рейкових ниток за рівнем. Геометричний стан з'єднувальної частини з'їзду у плані додатково визначався за допомогою методу ординат, що докладно описано у другому розділі даного рукопису.

Радіус кривизни в кожній точці з'єднувальної частини з'їзду розраховується за відомою формулою:

$$R_i = 125a^2 f_i^{-1}. \quad (4.17)$$

Стрілу вигину f_i у формулі (4.17) визначаємо за допомогою рівняння (2.6).

Отримані значення радіуса в кожній точці (вузлі інтерполяції) апроксимуються сплайном, який знайшов широке застосування при вирішенні задач взаємодії колії та рухомого складу [35, 94].

В даних дослідженнях використовується напружений сплайн. Пояснюється це тим, що на відміну від інших типів сплайнів, наприклад, кубічних, в яких при значно варіаційних даних можуть з'являтися додаткові точки перегину (флуктуації), напружений сплайн достатньо близько наближається до кусково-лінійної апроксимації.

Напружений сплайн представляє собою загальний розв'язок неоднорідного рівняння при $x \in [x_{j-1}, x_j]$, і має вигляд [87]:

$$\begin{aligned} \varphi_R(x) = & \frac{K_{j-1}}{\alpha} \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha}(x_j - x)) / \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha}h_j) + \\ & + \frac{K_j}{\alpha} \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha}(x - x_{j-1})) / \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha}h_j) + \left(y_{j-1} - \frac{K_{j-1}}{\alpha}\right) \left(\frac{x_j - x}{h_j}\right) + \\ & + \left(y_j - \frac{K_j}{\alpha}\right) \left(\frac{x - x_{j-1}}{h_j}\right); h_j = x_j - x_{j-1}; j = 2, \dots, N. \end{aligned} \quad (4.18)$$

де $\alpha > 0$ – деякий параметр;

y_{j-1}, y_j – значення функції у відповідно точках x_{j-1}, x_j ;

K – коефіцієнти напруженого сплайну;

$$\begin{aligned} & K_{j-1} \left[\frac{1}{\alpha h_j} - \frac{1}{\sqrt{\alpha} \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha}h_j)} \right] + \\ & + K_j \left[\left(\frac{\operatorname{ch}(\sqrt{\alpha}h_j)}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha}h_j)} + \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{\alpha}h_{j+1})}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha}h_{j+1})} \right) \frac{1}{\sqrt{\alpha}} - \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{h_j} + \frac{1}{h_{j+1}} \right) \right] + \\ & + K_{j+1} \left[\frac{1}{\alpha h_{j+1}} - \frac{1}{\sqrt{\alpha} \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha}h_{j+1})} \right] = \frac{y_{j+1} - y_j}{h_{j+1}} - \frac{y_j - y_{j-1}}{h_j}, \\ & j = 2, \dots, N - 1. \end{aligned} \quad (4.19)$$

Система (4.19) складається з $(N - 2)$ -х рівнянь і містить N невідомих. Додаткові 2 рівняння визначаються на кінцях відрізка $[a, b]$:

$$\begin{aligned}
K_1 \left[-\frac{1}{\alpha h_2} - \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{\alpha} h_2)}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_2)} \right] + K_2 \left[\frac{1}{\alpha h_2} + \frac{1}{\sqrt{\alpha} \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_2)} \right] &= y_1' - \frac{y_2 - y_1}{h_2}; \\
K_{N-1} \left[-\frac{1}{\alpha h_N} - \frac{1}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_N)} \right] + K_N \left[\frac{\operatorname{ch}(\sqrt{\alpha} h_N)}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_N)} + \frac{1}{\alpha h_N} \right] &= y_N' - \frac{y_N - y_{N-1}}{h_N};
\end{aligned} \tag{4.20}$$

де y_1' , y_N' – значення похідної на кінцях відрізка.

Перепишемо рівняння (4.19) - (4.20) в матричному вигляді. Отримаємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР) виду:

$$AX = b \Leftrightarrow \begin{pmatrix} b_1 & c_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ a_2 & b_2 & c_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & a_3 & b_3 & c_3 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & a_{N-1} & b_{N-1} & c_{N-1} \\ 0 & 0 & \dots & 0 & a_N & b_N \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} K_1 \\ K_2 \\ K_3 \\ \vdots \\ K_{N-1} \\ K_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_{N-1} \\ d_N \end{pmatrix} \tag{4.21}$$

У виразі (4.21):

$$\begin{aligned}
b_1 &= -\frac{1}{\alpha h_2} - \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{\alpha} h_2)}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_2)}; \quad c_1 = \frac{1}{\alpha h_2} + \frac{1}{\sqrt{\alpha} \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_2)}; \quad d_1 = y_1' - \frac{y_2 - y_1}{h_2}; \\
a_j &= \frac{1}{\alpha h_j} - \frac{1}{\sqrt{\alpha} \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_j)}; \quad b_j = \left(\frac{\operatorname{ch}(\sqrt{\alpha} h_j)}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_j)} + \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{\alpha} h_{j+1})}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_{j+1})} \right) \frac{1}{\sqrt{\alpha}} - \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{h_j} + \frac{1}{h_{j+1}} \right); \\
c_j &= \frac{1}{\alpha h_{j+1}} - \frac{1}{\sqrt{\alpha} \operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_{j+1})}; \quad d_j = \frac{y_{j+1} - y_j}{h_{j+1}} - \frac{y_j - y_{j-1}}{h_j}; \\
a_N &= -\frac{1}{\alpha h_N} - \frac{1}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_N)}; \quad b_N = \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{\alpha} h_N)}{\operatorname{sh}(\sqrt{\alpha} h_N)} + \frac{1}{\alpha h_N}; \quad d_N = y_N' - \frac{y_N - y_{N-1}}{h_N}.
\end{aligned}$$

Зазвичай, при великих значеннях N , для розв'язку подібних СЛАР використовують чисельні методи (наприклад, прямі або ітераційні). В нашому випадку застосуємо метод прогонки, який докладно описаний в [99, 122].

Точність апроксимації функції за допомогою напруженого сплайна значною мірою залежить від вибору параметра α . Зазвичай, даний параметр знаходиться в

діапазоні $0,1 \dots 1$. При $\alpha \rightarrow 0$ значення напруженого сплайну практично не відрізняються від кубічного сплайну (рис. 4.18). Для побудови рис. 4.18 були використані дані, що отримані в [49].

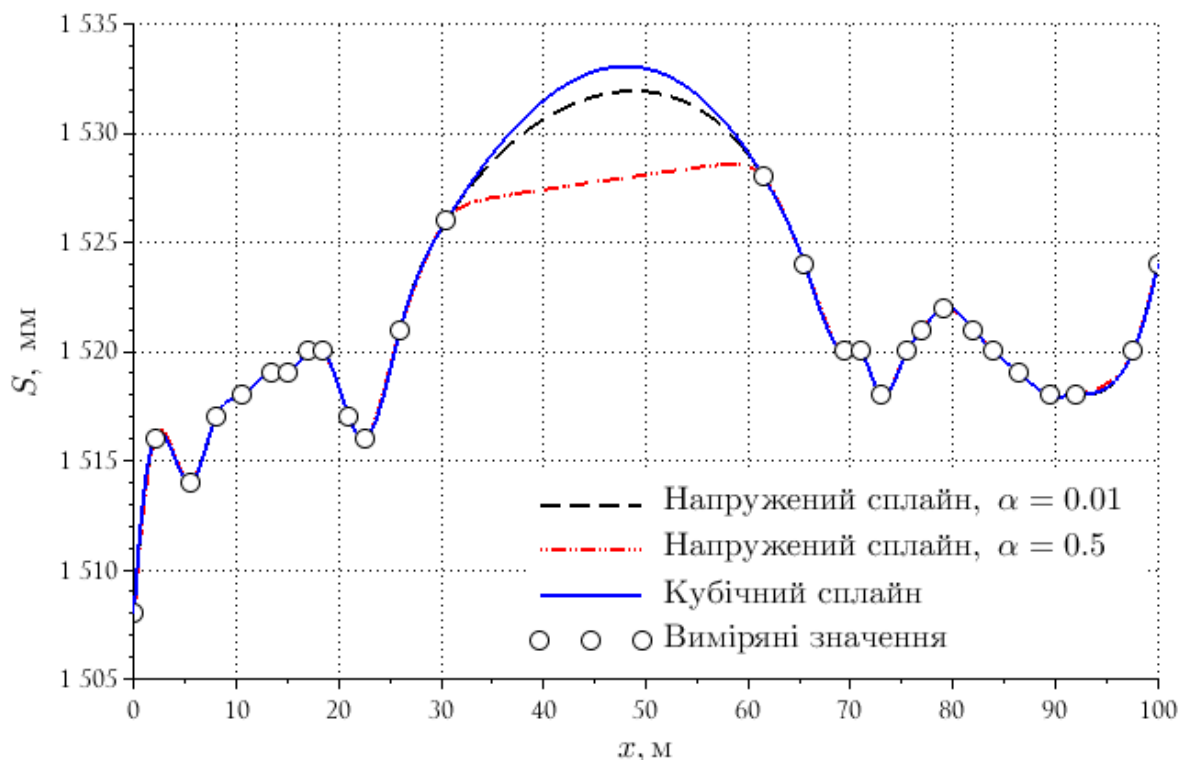


Рис. 4.18. Апроксимація вимірних значень ширини колії за допомогою напруженого сплайну

У разі збільшення параметра ($\alpha \rightarrow \infty$) значення напруженого сплайну наближається до кусково-лінійної апроксимації.

Використовуючи апроксимовані напруженим сплайном значення просторового положення дослідного стрілочного з'їзду в якості збурювання розробленої математичної моделі (з урахуванням наведених раніше особливостей) були виконані розрахунки динамічних вертикальних та горизонтальних поперечних сил, які діють на колію під час руху вантажного вагона з різними швидкостями. Отримані значення порівнювались з даними, отриманими експериментальним шляхом в з'єднувальній частині з'їзду.

Параметри рухомого складу та колії, які використовувались для верифікації математичної моделі наведено у додатку М.

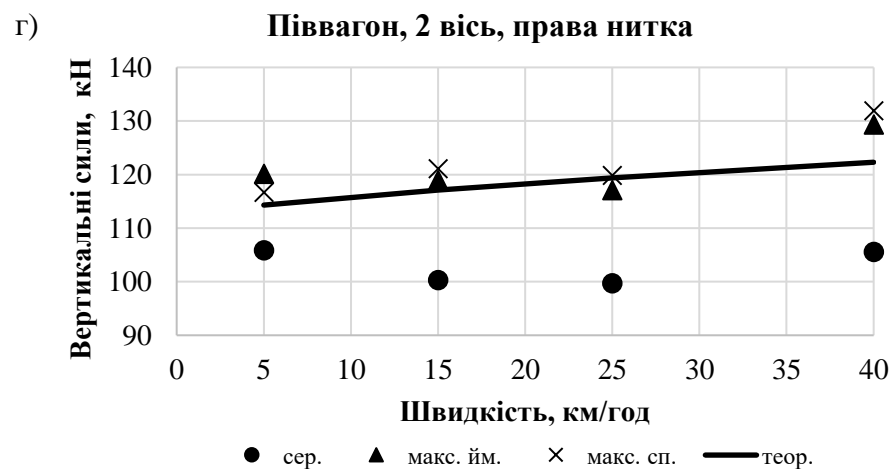
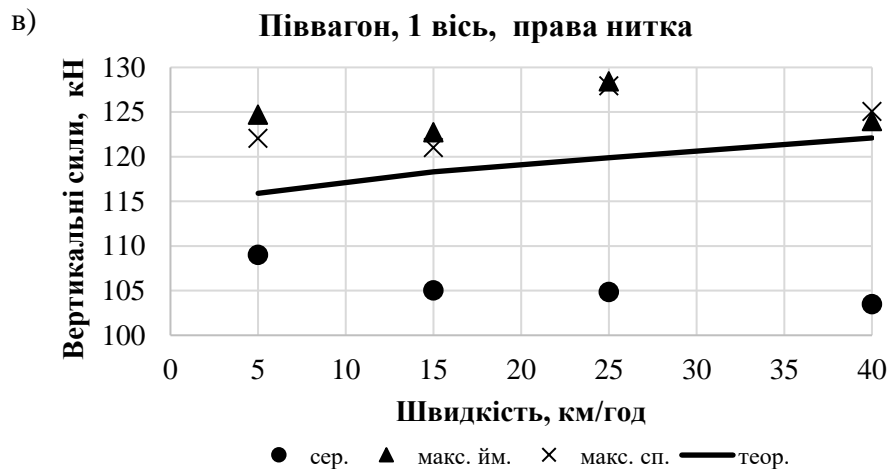
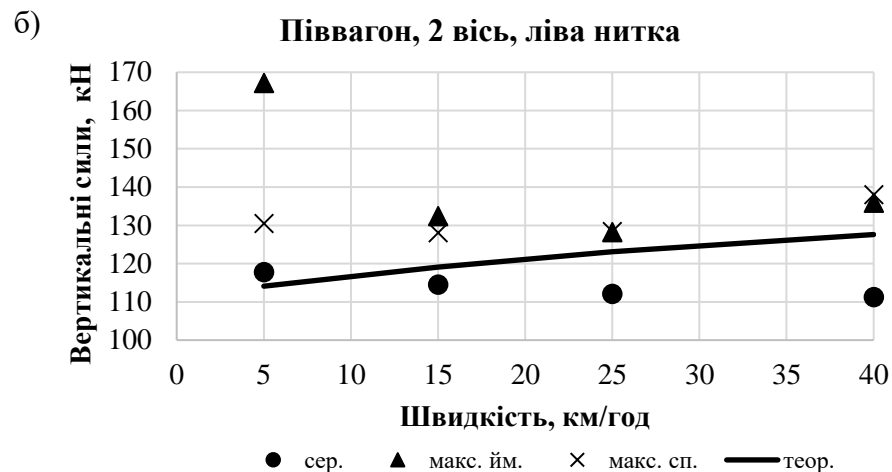
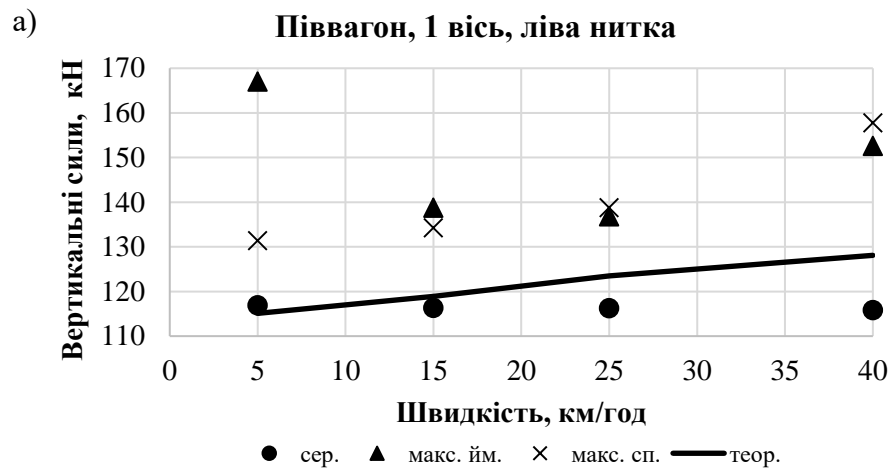


Рис. 4.19. Верифікація вертикальних сил:

а) під осями, що набігають на ліву рейку; б) під задніми осями на лівій рейці;
 в) під осями, що набігають на праву рейку; г) під задніми осями на правій рейці

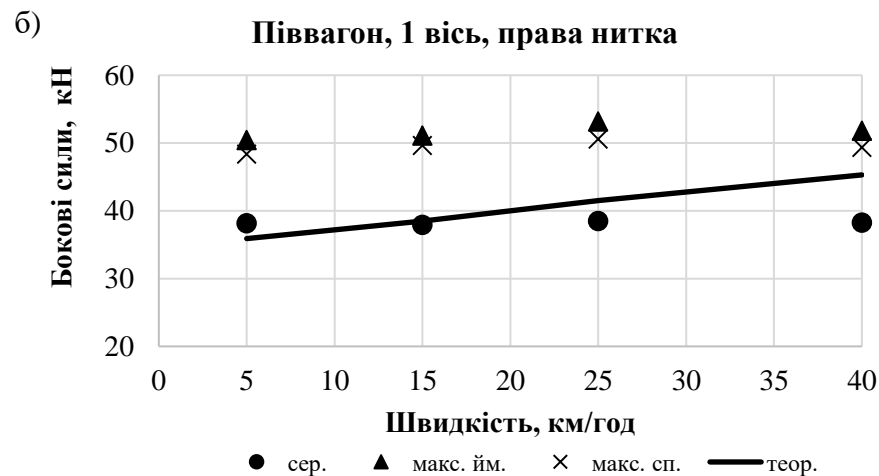
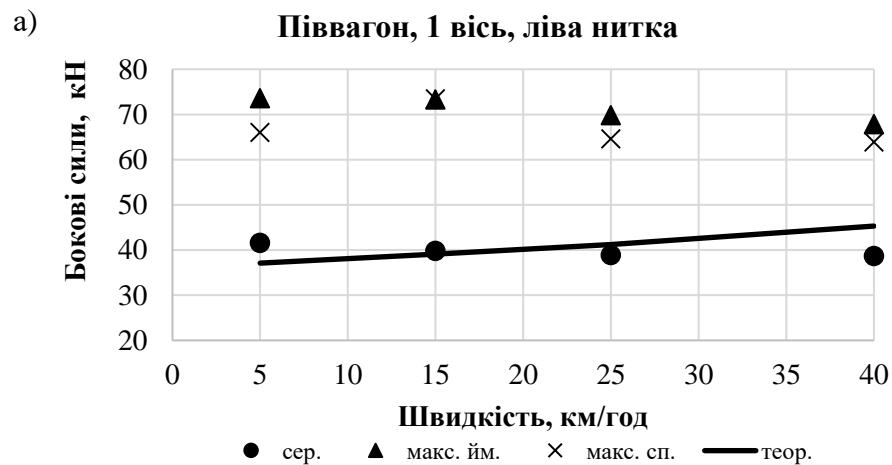


Рис. 4.20. Кількісна верифікація бокових сил:

а) під осями для лівої рейки; б) під осями для правої рейки

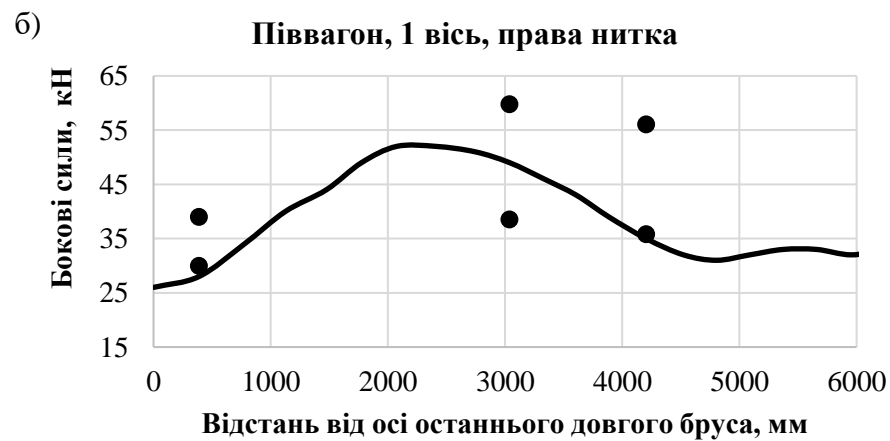
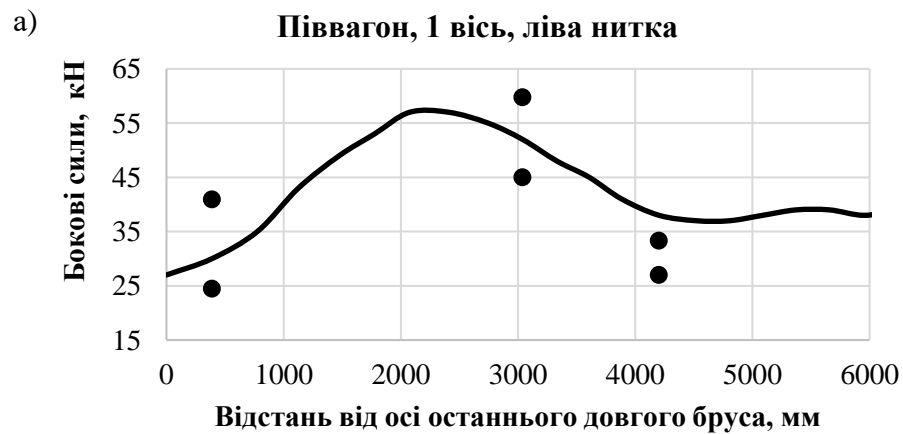


Рис. 4.21. Якісна верифікація бокових сил:

а) під осями для лівої рейки; б) під осями для правої рейки

На рис. 4.19-4.21 суцільними лініями показані результати моделювання, а точками – експериментальні значення. Як бачимо, результати моделювання знаходяться в діапазоні дисперсії отриманих експериментальних даних. Розбіжність результатів склала 9–13%. Якісна верифікація (рис. 4.21) свідчить про адекватне відображення поведінки вагона під час проходження з'єднувальної частини стрілочного з'їзду. Отже, запропоновану математичну модель можна застосовувати для подальших теоретичних досліджень.

4.4 Висновки до розділу

За результатами викладеного матеріалу у даному розділі можна зробити наступні висновки:

1. Для кожного показника впливу рухомого складу на колію під час проведення експериментальних досліджень не було зафіксовано перевищень допустимих значень у заданому діапазоні швидкостей згідно затвердженої програми та методики.

2. Правильність визначення мінімально необхідної кількості дослідних поїздок, а й відповідно, і репрезентативність вибірки, підтверджено отриманим значенням коефіцієнта варіації, меншим за допустимий рівень 0,4 (для вертикальних сил – 0,08..0,15, для напружень в кромках підошви та головки рейки – 0,12..0,23, для бокових сил – 0,11..0,32).

3. Чисельний збіг даних експериментальних досліджень та результатів моделювання на рівні 9–13 % свідчить про адекватне відображення поведінки вагона під час проходження з'єднувальної частини стрілочного з'їзду та дозволяє в подальших теоретичних дослідженнях застосовувати удосконалену математичну модель.

РОЗДІЛ 5

УДОСКОНАЛЕННЯ НОРМАТИВІВ УТРИМАННЯ СТРІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ

Як вже відмічалось у попередніх розділах, на сьогоднішній день не існує чітко регламентованих нормативів утримання та експлуатації стрілочних з'їздів. Єдиний критерій оцінки їх положення з'їздів [54] – відстань між центрами стрілочних переводів. Вказаний геометричний параметр не враховує низку факторів, наприклад, наявність вертикальних (та) або горизонтальних нерівностей вздовж з'їзду, які у сукупності можуть привезти до загрози безпеці руху, і у разі сходу з рейок – до значних матеріальних та людських витрат на відновлення. Крім того слід також зауважити, що існуюча методика оцінки положення стрілочних з'їздів у плані [83] посиляється на норми утримання, які регламентовані для звичайної конструкції колії в кривих [118], що за геометричними та силовими характеристиками суттєво відрізняється від конструкції з'їзду.

Окремо слід наголосити на результатах експлуатаційних досліджень стану з'єднувальної частини з'їздів у плані, наведених у другому розділі. Вказані дослідження засвідчили наявність горизонтальних нерівностей у плані та їх основні форми, а також показують на недосконалість діючих нормативів з точки зору експлуатації. Перед працівниками колійного господарства постає складне питання стосовно оцінки стану колії у межах з'їзду на базі існуючих нормативів. До того ж досить важно прийняти рішення стосовно заходів щодо усунення несправностей, тому що можуть накладатись проектні обмеження станційного розвитку.

Як показали дослідження у другому розділі, переважна більшість випадків геометричних нерівностей виникає в зоні примикання з'єднувальної частини до хвоста хрестовини – кут удару в плані. Причинами появи таких порушень можуть бути різні фактори, зокрема, переважний рух вантажних поїздів на боковий напрямок, понаднормативний боковий вплив коліс рухомого складу, недосконалість методики капітального ремонту стрілочних переводів, тощо. Виправлення такого виду нерівностей можливо лише за умови комплексного переміщення стрілочного переводу в цілому з додатковими роботами по

вкороченню або подовженню рейкових ниток з'єднувальної частини. Такі роботи завжди супроводжуються значними капітальними витратами. Тому вищевказані заходи необхідно проводити лише у випадках, коли стан колії у межах стрілочного з'їзду не дає змоги реалізувати хоча б мінімальну, з точки зору безпеки руху, швидкість.

Все вище згадане вказує на необхідність в удосконаленні та розробці додаткових нормативів та допусків утримання стрілочних з'їздів, які дадуть змогу встановлювати швидкість руху та приймати рішення щодо подальшої експлуатації.

5.1 Критерії для встановлення нормативів

Аналіз існуючих критеріїв оцінки динамічних показників рухомого складу [13] та його впливу колію [110] показує наявність трьох основних груп критеріїв встановлення допустимої швидкості руху по з'їзду, які справедливі і для звичайної колії (рис. 5.1).

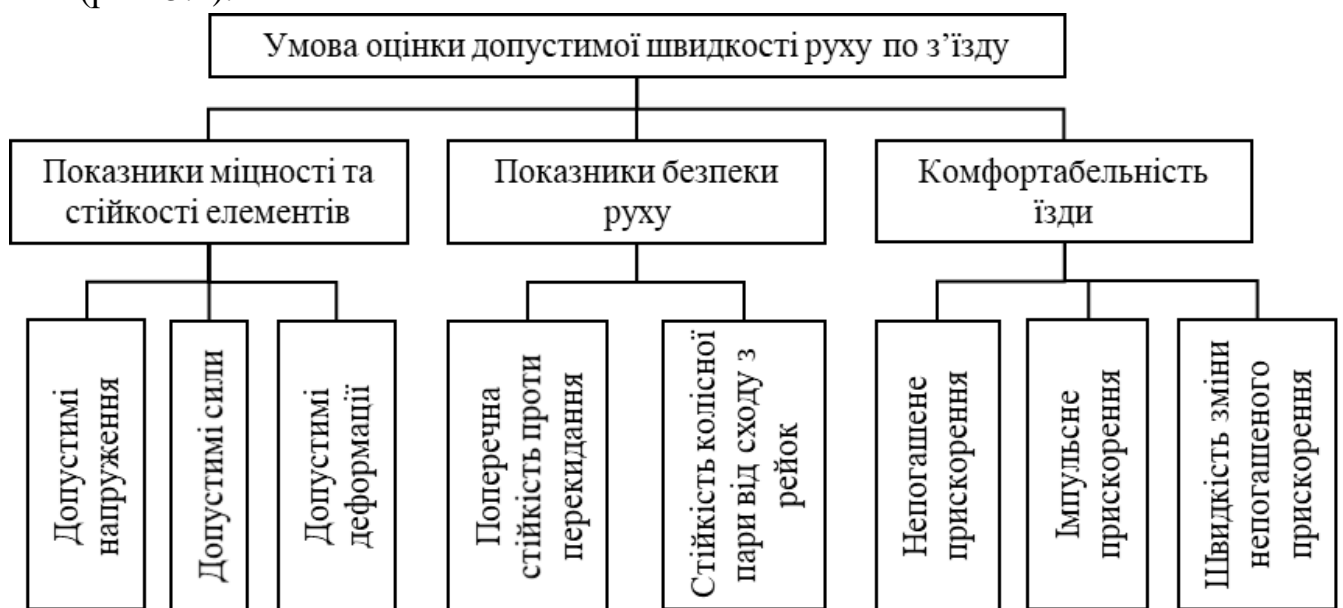


Рис. 5.1. Критерії встановлення допустимої швидкості руху по з'їзду

У відповідності до [18] для вібрацій на рівні сидіння з прискоренням $0,118 \text{ м/с}^2$ припустима тривалість їхньої дії складає 1440 хв, при $0,95 \text{ м/с}^2$ – 96 хв і при $2,65 \text{ м/с}^2$ – не більше 6,3 хв. Враховуючи довжину з'їзду та швидкості руху на боковий напрямок для переважної більшості проектів стрілочних переводів, така тривалість дії прискорень теоретично неможлива, тому застосовувати для

встановлення допустимої швидкості руху критерій комфортабельності їзди недоцільно.

5.1.1 Параметри міцності елементів стрілочного з'їзду

У загальному вигляді залежність допустимої швидкості руху поїздів V від міцності елементів з'їзду наступна:

$$[V] = f([\sigma], [F], \Delta x, \Delta y), \quad (5.1)$$

де $[\sigma]$, $[F]$ – допустимі напруження та сили в елементах з'їзду;

Δx , Δy – допустимі деформації в горизонтальній і вертикальній площині елементів стрілочного з'їзду.

Діючі вимоги щодо оцінки впливу рухомого складу на колію [110] величини деформацій елементів залізничної колії не регламентують, що виключає необхідність застосування даних показників у подальших дослідженнях.

5.1.2 Параметри стійкості рухомого складу в межах з'їзду

Найбільш відповідальним критерієм встановлення допустимої швидкості руху під час розробки нормативів при експлуатації будь-якої конструкції колії є вимога з безпеки руху. Крім того, як показує досвід проведення експериментальних досліджень щодо оцінки впливу нового або модернізованого рухомого складу на колію [112], а також досліджень нових конструкцій залізничної колії [25, 89], запас міцності її елементів може досягати 50-60%. Тому саме критерій безпеки руху у більшості випадків є лімітуючим критерієм встановлення допустимої швидкості руху.

У загальному вигляді залежність швидкості руху поїздів V за умови забезпечення стійкості рухомого складу можна представити формулою:

$$[V] = f(R, n, W_B, V_B, K_{CT}), \quad (5.2)$$

де R – радіус захрестовинної кривої (при наявності);

n – коефіцієнт запасу стійкості рухомого складу проти перекидання;

W_B – сила вітру;

V_B – швидкість вітру;

$K_{ст}$ – запас стійкості колісної пари проти вкочування гребнем колеса на рейку.

Як показали теоретичні розрахунки [36], швидкість руху поїздів за умови перекидання в межах перевідної кривої суттєво перевищують ($\approx 1,5$ рази) максимальну швидкість руху на боковий напрямок стрілочного переводу відповідної марки. Тому в подальшому даний коефіцієнт не розглядається.

Для кількісної оцінки небезпеки сходу колеса з рейки прийнято використовувати коефіцієнт запасу стійкості від сходу колеса з рейок.

Для вагонів використовують коефіцієнт запасу стійкості, що представляє відношення в стані граничної рівноваги перед ковзанням колеса вниз щодо головки рейки теоретичного значення бічної сили до вертикального навантаження на колесо, що набігає, до його дослідного значення [10-11, 59]:

$$\eta = \frac{\left(\frac{Y_{\sigma}}{P_1} \right)_{\text{теор}}}{\left(\frac{Y_{\sigma}}{P_1} \right)_{\text{досл}}} \quad (5.3)$$

Стійкість руху вагонів від сходу з рейок повинен задовольняти умові:

$$K_{ст} = \frac{\text{tg } \beta - \mu}{1 + \mu \text{tg } \beta} \cdot \frac{P_{в}}{P_{\sigma}} \geq [K_{ст}] \quad (5.4)$$

де β – кут нахилу твірної конічної частини гребеня до горизонту;

μ – коефіцієнт тертя гребеня колеса по рейці, дорівнює 0,25;

$P_{в}$ – вертикальна реакція колеса, що набігає на головку рейки;

P_{σ} – горизонтальна (поперечна) реакція колеса, що набігає на головку рейки;

$[K_{ст}]$ – допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості, для вантажних вагонів приймають 1,3.

5.2 Методика розробки нормативів

Після встановлення основних критеріїв, які необхідно застосовувати при розробці нормативів утримання стрілочних з'їздів, доцільно розглянути методику нормування відступів. Аналіз результатів наукових робіт, присвячених цьому питанню [30-31, 47-48] засвідчив, що в жодному з наведених джерел не було

достатньо чітко сформульовано методику нормування відступів, а лише приведені критерії встановлення допустимих швидкостей. Отже, в першу чергу необхідно розробити загальну методику виконання досліджень, що дозволить отримати обґрунтовані норми та допуски нормування відступів у плані та поздовжньому профілі.

Основні труднощі під час створення методики розробки норм утримання стрілочних з'їздів полягають в тому, що необхідно враховувати взаємне розташування стрілочних переводів у межах з'їзду. Як було показано в першому розділі даного рукопису, можливих схем укладання з'їзду достатньо багато, і параметри схем можуть варіюватись у значних діапазонах. Цей факт обумовлює створення універсальних норм для будь-яких з'їздів.

Крім того, нормативи повинні враховувати одночасне поєднання відступів у плані та поздовжньому профілі. Наявність одночасно горизонтальних та вертикальних нерівностей підтверджується результатами експлуатаційних досліджень взаємного положення груп стрілочних переводів [69].

Наступним етапом досліджень є вирішення такого колу задач:

- 1) визначення найбільш несприятливої схеми з'їзду за умов динаміки взаємодії рухомого складу та колії;
- 2) визначення впливу нерівностей у плані на умови взаємодії та встановлення найбільш несприятливої її форми;
- 3) оцінка впливу нерівностей у поздовжньому профілі за критеріями міцності та стійкості рухомого складу;
- 4) проведення аналізу впливу одночасного поєднання відступів у плані та поздовжньому профілі;
- 5) встановлення допустимої величини відхилень у плані та поздовжньому профілі, які не вимагають зменшення встановленої швидкості руху;
- 6) визначення ступенів відступів за критерієм міцності та безпеки руху у плані та профілі, що вимагають обмеження швидкості;

7) порівняння отриманих теоретичним шляхом значень допустимих відхилень та ступенів відступів для з'їздів та звичайної колії для остаточного прийняття рішень щодо нормативів утримання.

Враховуючи вищевказані особливості була розроблена відповідна методика, блок-схема якої представлена на рис. 5.2.

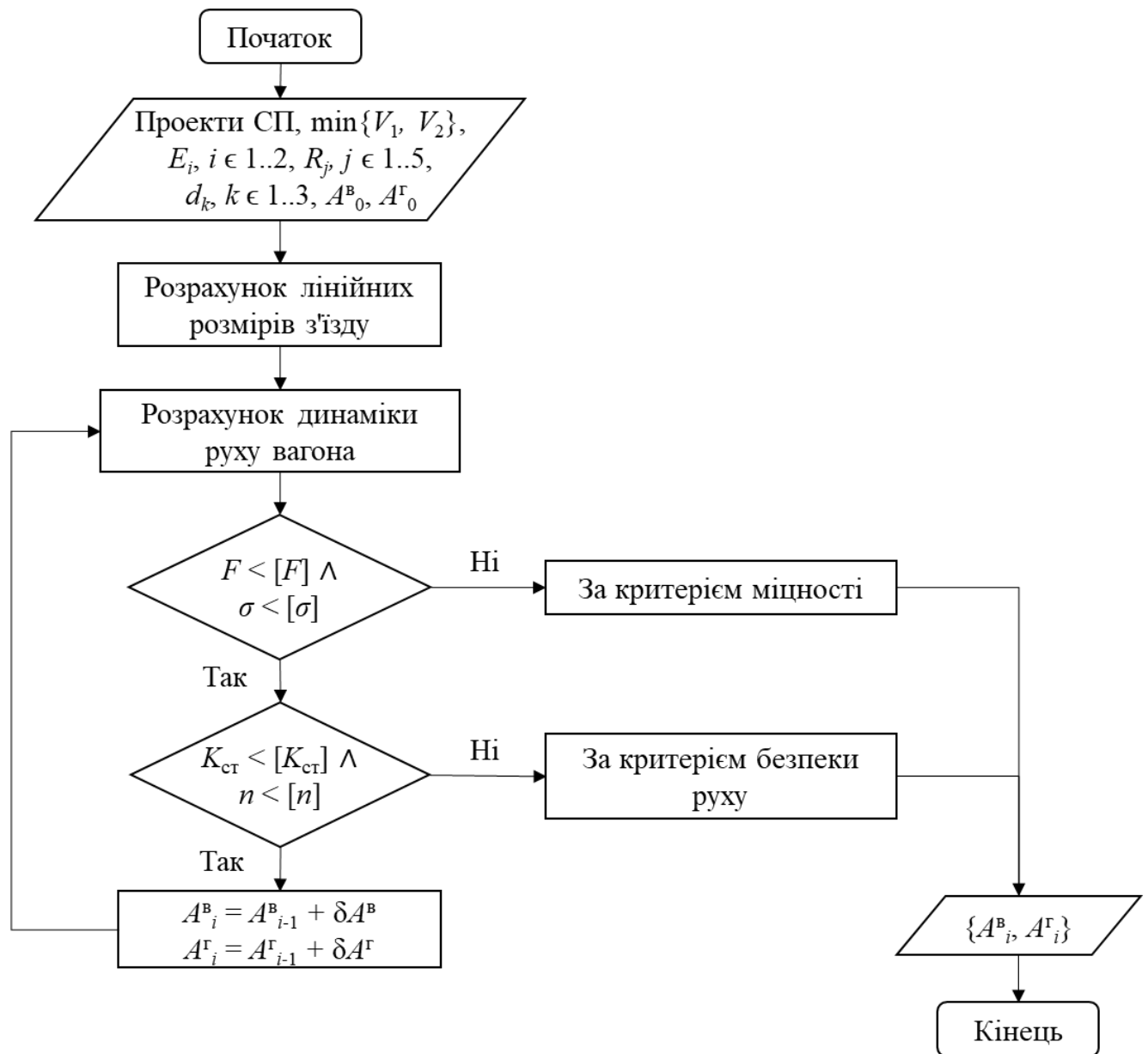


Рис. 5.2. Узагальнена блок-схема методики визначення допустимих відступів у плані та профілі

5.3 Визначення найбільш несприятливої схеми з'їзду та стану колії захрестовинної частини

Створення нормативів утримання з'їздів для всього ансамблю можливих схем укладання – достатньо не раціональний процес. Зокрема, градація нормативів щодо схеми з'їзду може створити ще більше протиріч та незручностей під час їх безпосереднього застосування співробітниками залізничної галузі у сфері колійного господарства. Тому було запропоновано рішення, суть якого полягає в наступному: для найбільш розповсюджених схем укладання, що були отримані під час проведення експлуатаційних досліджень положення стрілочних з'їздів у плані на залізницях України, визначити найбільш несприятливу поведінку рухомого складу з точки зору впливу на колію, а всі подальші дослідження зосередити саме на цій схемі. Отримані таким чином норми та допуски заздалегідь будуть мати коефіцієнт запасу для динамічно більш плавних схем з'їзду.

Очевидним є те, що в межах звичайного з'їзду між паралельними коліями, значення динамічних показників взаємодії будуть найменшими (при однакових умовах руху) по відношенню до з'їздів, що мають в зоні з'єднувальної частини криволінійні ділянки, в яких за рахунок кривизни та відсутності підвищень виникають додаткові непогашені прискорення, та, відповідно, додаткові динамічні сили.

На рис. 5.3 показані форми з'їздів, які використовувались під час аналізу щодо визначення найбільш несприятливого (з точки зору взаємодії) розташування стрілочних переводів. Позначення наступні:

E_1, E_2 – міжколійні відстані, виміряні навпроти центрів стрілочних переводів;

R_1, R_2 – радіуси відповідних ділянок з'єднувальної частини;

M_1, M_2 – марки відповідних стрілочних переводів.

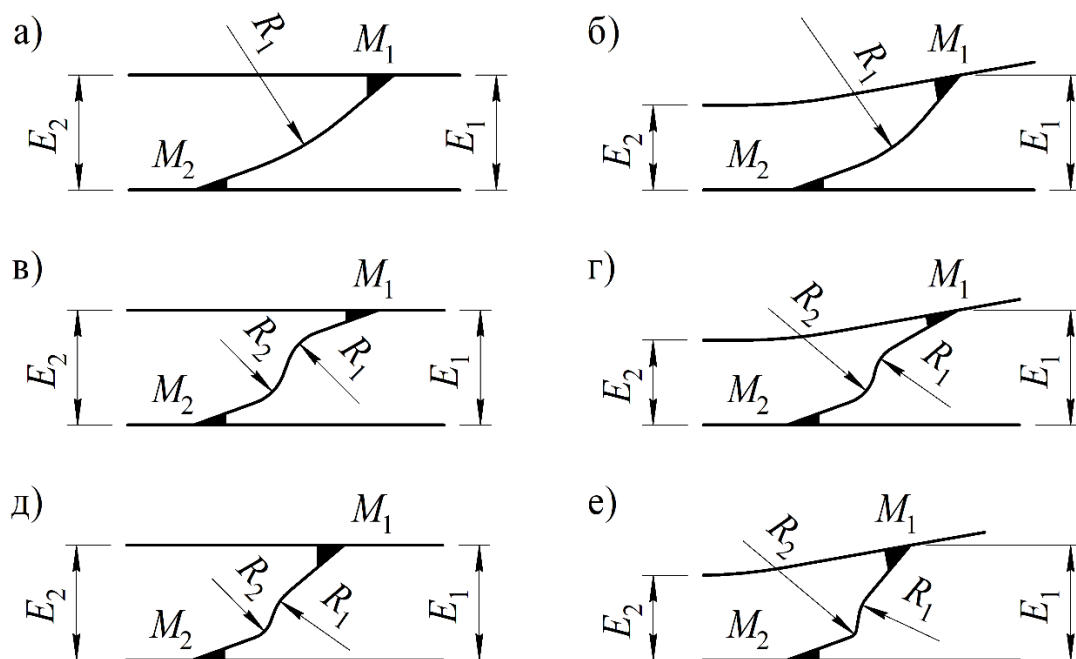


Рис. 5.3. Схеми з'їздів для аналізу

Для кількісного аналізу було обрано схеми, які умовно можна розділити наступним чином:

- за положенням прямих колій:
 - а) між паралельними прямими $E_1 = E_2$;
 - б) між непаралельними прямими $E_1 \neq E_2$;
- за марками переводів:
 - а) з однаковими марками $M_1 = M_2$;
 - б) з різними марками $M_1 \neq M_2$;
- за схемою з'єднувальної частини:
 - а) нормальні;
 - б) вкорочені.

Аналіз показників динамічної взаємодії зручно проводити по відношенню до стандартного або «еталонного» значення. В нашому випадку – це показники, що отриманні під час моделювання взаємодії екіпажу та звичайного стрілочного з'їзду між паралельними коліями з однаковими марками хрестовин.

Загальновідомо, що укладання двох суміжних стрілочних переводів передбачає наявність прямих вставок між останніми, мінімальна довжина яких залежить від схеми та умов укладання [54].

Як показали дослідження [50], підстав вважати, що довжина прямої вставки сприяє покращенню динаміки вагона немає незалежно від схеми розташування стрілочних переводів. Проте отримані результати стосуються руху вагона по прямому напрямку груп стрілочних переводів зі швидкостями до 120 км/год. Якщо проаналізувати експериментальні дані стосовно руху вагона по бічним напрямкам двох суміжних стрілочних переводів в порівнянні з одним [49], то рамні сили та коефіцієнти вертикальної динаміки відрізняються між собою. Особливо чітко така тенденція проявляється на ділянці, довжиною до 8 м (починаючи від переднього стику рамної рейки), далі – різниця починає зменшуватись, а на відстані 17...20 м зникає. Рекомендації, запропоновані в [49], наголошують на тому, що утримання переднього стику рамної рейки та ділянки в обидві боки від нього довжиною 4...5 м у відмінному стані за рівнем та за положенням у плані гарантує безпеку руху пасажирських та вантажних поїздів по суміжних стрілочних переводах при швидкостях до 40 км/год включно. Проте в даній дисертаційній роботі більш актуальною з точки зору безпеки руху є зона захрестовинної частини, а не передній виліт рамної рейки.

На рис. 5.4 показано приклад отриманих під час моделювання значень бокових сил для «еталонного» з'їзду, який сформовано двома ідентичними стрілочними переводами проектів М1740 без наявності геометричних та силових нерівностей. Аналізуючи якісну та кількісну картину осцилограм, зображених на рис. 5.4 можна зробити висновок, що не існує залежності між довжиною прямої вставки та значенням динамічних бокових сил в захрестовинній частині з'їзду. Наявні в цій зоні флуктуації значень пояснюються вибором зазорів в колії і, відповідно, реакцією пружних рейкових ниток на контакт гребеня колеса.

Тому, враховуючи вищевказане, паралельно до основних досліджень (визначення найбільш несприятливої схеми укладання з'їзду) було прийнято рішення щодо перевірки впливу величини прямих вставок в захрестовинній частині на динамічні показники взаємодії колії та рухомого складу.

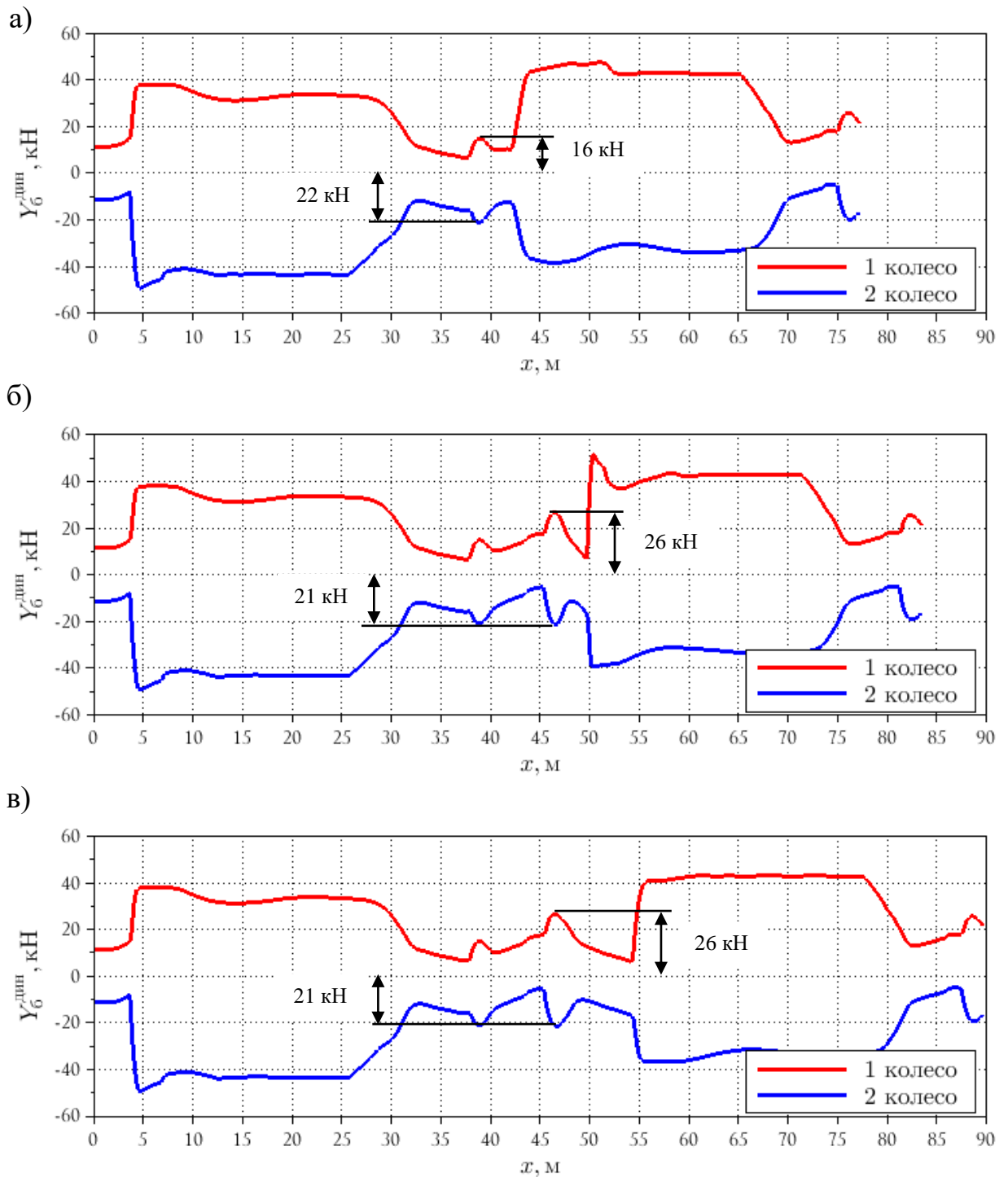


Рис. 5.4. Бокові сили для колісної пари, що набігає на рейку першого візка за напрямком руху при різній величині прямої вставки між хвостами хрестовин:

а) $d = 0$; б) $d = 6,25$ м; в) $d = 12,5$ м

Повернемося до розгляду найбільш несприятливої, з точки зору динаміки взаємодії, схеми з'їзду. Моделювання руху вздовж стрілочних переводів виконувалось в обох напрямках (туди і назад), за винятком схеми вкороченого з'їзду між паралельними коліями з хрестовинами однакових марок (див. рис. 5.3, в),

де геометричні та силові характеристики ідентичні. В якості основних застосовувались найбільш розповсюджені проекти стрілочних переводів на залізобетонних брусах – 1740 та 2215 [106].

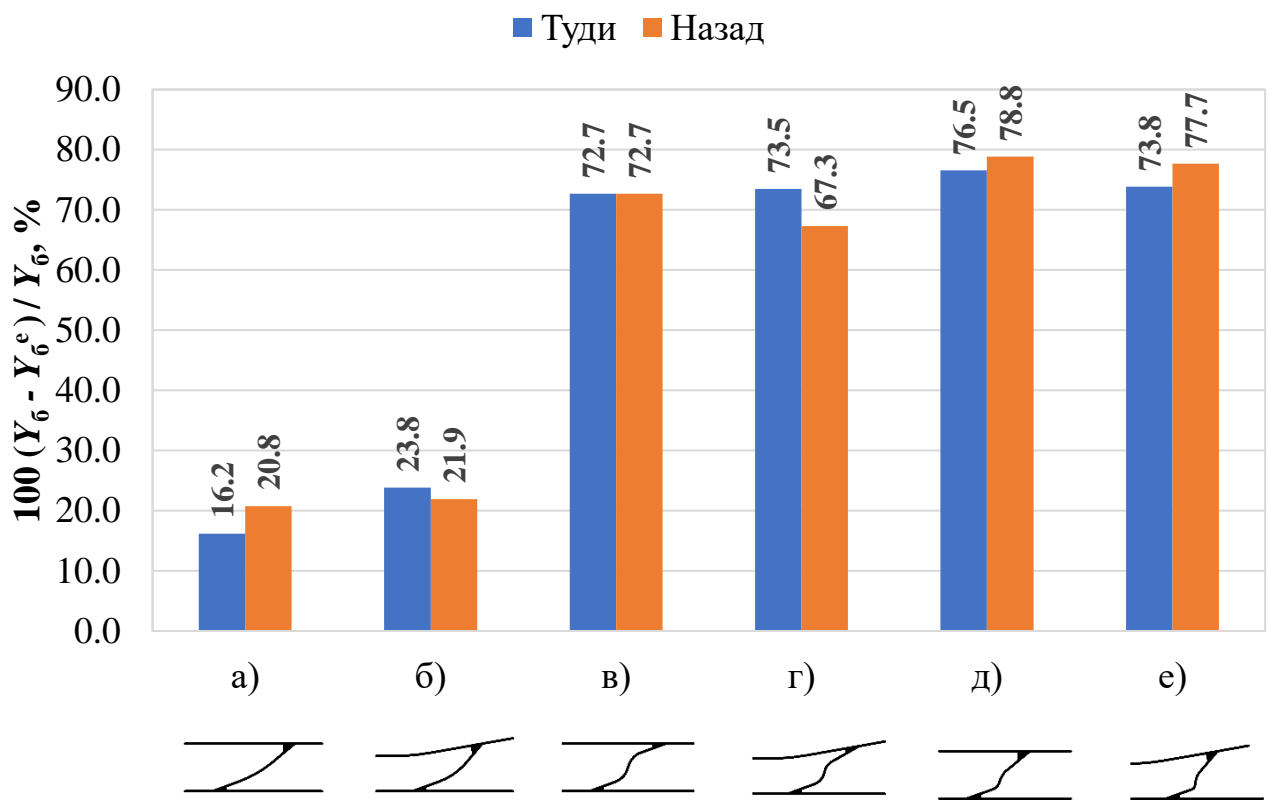


Рис. 5.5. Результати порівняння значень бокових сил (Y_6) для різних схем по відношенню до «еталонного» з'їзду (Y_6^e)

Як і слід було очікувати, найбільші значення бокових сил у межах захрестовинної частини виникають при русі вздовж скороченого з'їзду (рис. 5.5). Для всіх схем величини як в прямому та і в зворотному напрямку практично однакові. Крім того, в межах схем в-е значення бокових сил в цілому значним чином не відрізняються і складають в середньому 74% від аналогічного значення для звичайного з'їзду між паралельними з однаковими марками хрестовин. Таким чином, вищевказані аргументи дають підстави для подальшого аналізу застосовувати схему в (див. 5.3) як більш просту з точки зору розрахунків геометричних параметрів з'їзду.

Наступним кроком у даному етапі досліджень є визначення (за встановленими раніше критеріями безпеки руху та міцності елементів) найбільш

несприятливого стану колії у плані та поздовжньому профілі в межах з'єднувальної частини стрілочних з'їздів.

Комплексні дослідження показників динаміки вантажних вагонів при наявності відступів від норм утримання колії [30-31] показали необхідність одночасного врахування вертикальних та горизонтальних нерівностей. Пояснюється це тим, що загальна оцінка стану колії шляхом підсумовування оцінок окремих нерівностей, ізольованих одна від одної, не адекватна до оцінки певної сукупності нерівностей.

Присутність одночасно різноманітних форм нерівностей в плані і поздовжньому профілі в межах групи стрілочних переводів неодноразово відмічалось під час проведення експлуатаційних досліджень [49, 69].

Все вище згадане вказує на необхідність визначення найбільш несприятливих умов співвідношень не тільки горизонтальних та вертикальних нерівностей, а й форми останніх на умови взаємодії. Для реалізації такої задачі моделювався рух екіпажу вздовж обраної раніше схеми з'їзду при наявності відповідних нерівностей, характеристики яких відповідають значенням, де необхідно запроваджувати обмеження швидкості руху для звичайних кривих ділянок колії [118] з урахуванням швидкостей по бокових напрямках стрілочних переводів у з'їзді.

Форми вертикальних нерівностей, які було прийнято до моделювання, наступні: одностороннє осідання лівої та правої нитки, двостороннє осідання, а також перекис. Основним критерієм для порівняння був коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейки ($K_{ст}$).

На рис. 5.6 показано результати визначення коефіцієнта стійкості колісної пари проти вповзання на рейку для різних форм вертикальних нерівностей при одночасному врахуванні горизонтальної нерівності у плані. Як бачимо, наявність вертикальних нерівностей будь-якої форми погіршує показники безпеки руху поїздів. Кількісний аналіз отриманих значень засвідчив, що найбільш несприятливою формою вертикальних нерівностей у поздовжньому профілі (за критерієм безпеки руху) є односторонні осідання, при яких значення $K_{ст}$ становить

1,58 та 1,59 відповідно для лівої та правої рейкової нитки. Слід зауважити, що односторонні просадки у загальному випадку представляють собою перекіс, де відстань між вершинами піків та амплітуда відхилення по одній з рейкових ниток дорівнює нулю. Цей факт пояснює наближення величини $K_{ст}$ для перекосів та просадок.

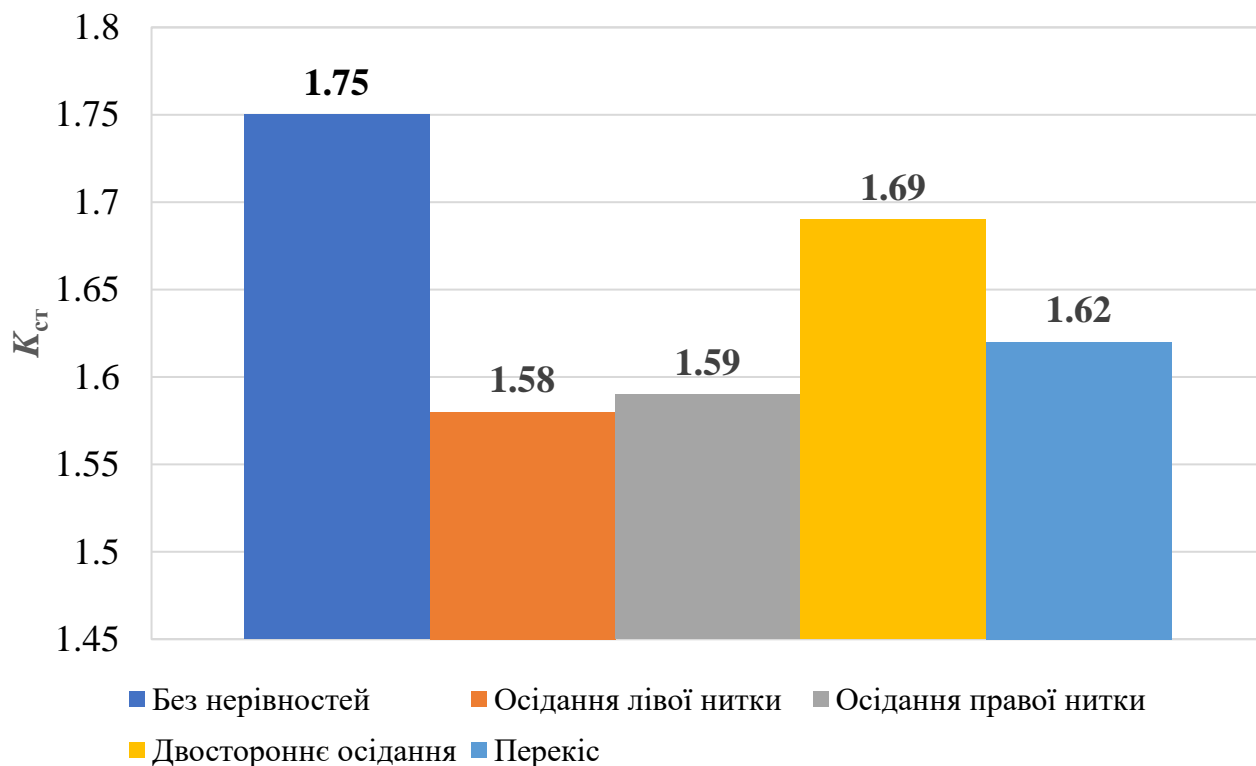


Рис. 5.6. Коефіцієнт стійкості колеса на рейці в залежності від форми вертикальної нерівності

Таким чином, спираючись на отримані вище результати, у наступних етапах теоретичних досліджень в якості вертикальної нерівності в межах з'єднувальної частині стрілочних з'їздів буде використано односторонні просадки.

5.4 Встановлення допустимих відхилень з'єднувальної частини стрілочних з'їздів

Початкові значення амплітуд та довжин геометричних нерівностей для розрахунку прийняті з урахуванням існуючих нормативних вимог для звичайної колії, які регламентовані [118]. Алгоритм розрахунку розділено на дві основні

ітерації. На першому етапі визначаються межі діапазону амплітуд нерівностей, для яких:

$$\left. \begin{aligned} & (\exists a \in A) (|U_m - [U]| \leq \delta_U); U_m = f(a) \Leftrightarrow \{P, Y_6, K_{ст}\}; \\ & A = \{a_k\} \Leftrightarrow \forall k \in \mathbb{N} : a_i < a_{i+1}, \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

де a – амплітуда нерівності;

$U_m, [U]$ – отримані в результаті моделювання та допустимі значення показників міцності й безпеки руху;

δ_U – допустима похибка для оцінки розрахункових показників;

P, Y_6 – вертикальна та бокова сила взаємодії рейки та колеса;

$K_{ст}$ – коефіцієнт запасу стійкості колеса проти вповзання на рейку.

На другому етапі за допомогою методу бінарного пошуку в межах інтервалу $[a_{\min}; a_{\max}]$ встановлюється розрахункове значення амплітуди нерівності.

5.4.1 Допустимі відхилення у плані

В результаті розрахунку було отримано допустимі значення різниці стріл вигину, що не вимагають обмеження швидкості при різній довжині та амплітуді нерівності (рис. 5.6).

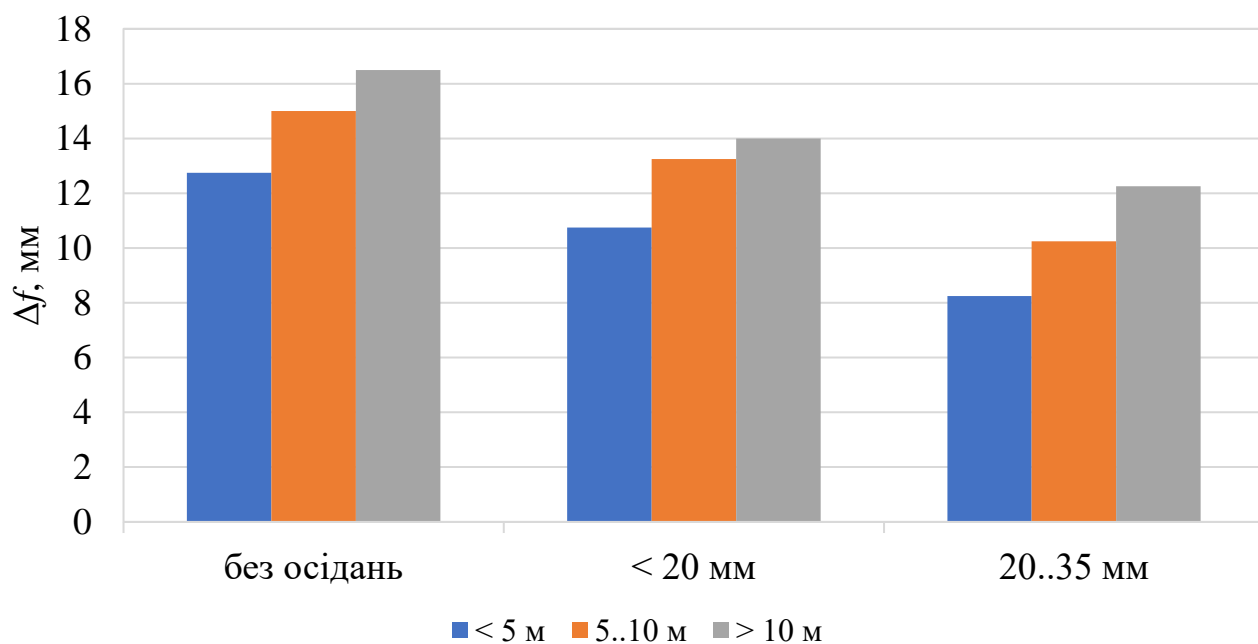


Рис. 5.7. Допустима різниця у суміжних стрілах вигину в залежності від довжини нерівності та амплітуди осідання рейкових ниток

В результаті аналізу даних рис. 5.6 бачимо, що максимальні значення амплітуд нерівностей у плані, що не супроводжуються обмеженням швидкості руху, можна допускати при відсутності осідань рейкових ниток вздовж з'єднувальної частини з'їзду.

5.4.2 Допустимі відхилення у поздовжньому профілі

За аналогічним принципом, що був використаний під час визначення допустимої різниці у суміжних стрілах вигину, розрахуємо максимальні величини осідань рейкових ниток, значення яких у поєднанні з горизонтальними нерівностям не вимагають обмеження швидкості (рис. 5.8).

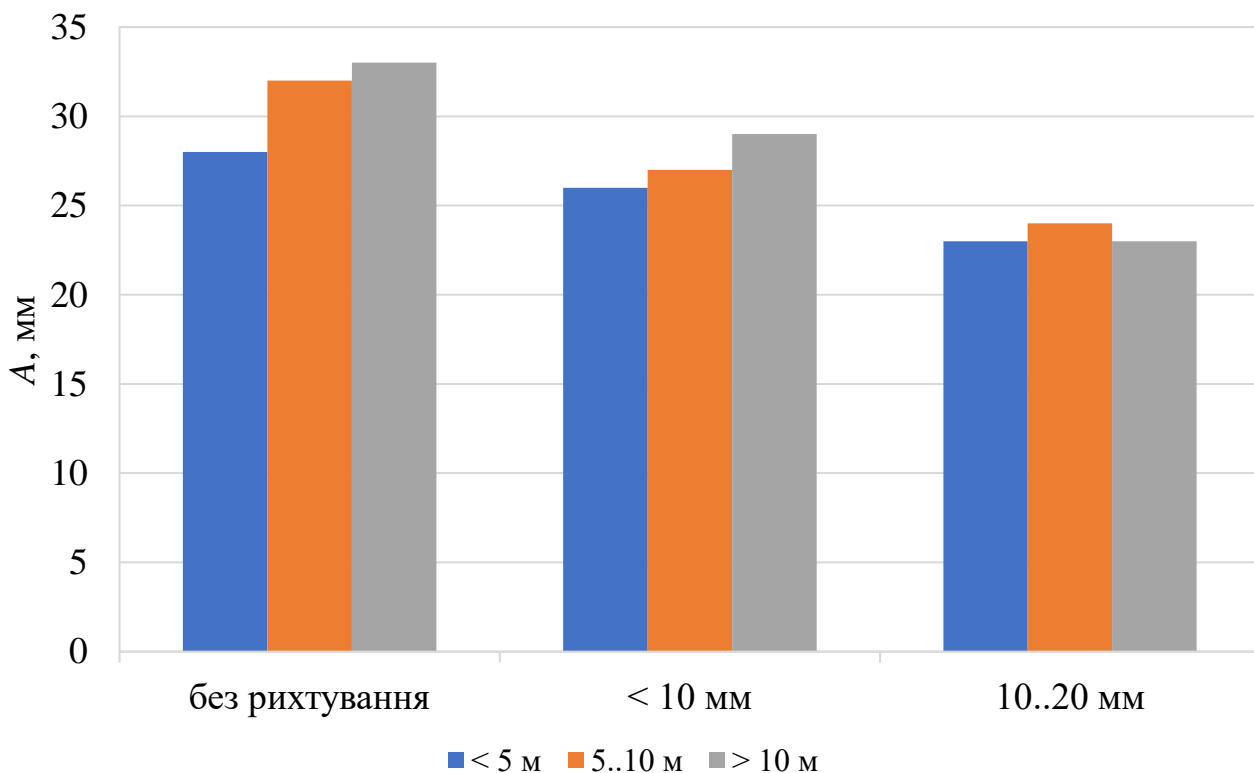


Рис. 5.8. Допустима амплітуда осідання рейкових ниток в залежності від довжини нерівності та різниці у суміжних стрілах вигину

5.5 Встановлення ступенів відступів від норм утримання у плані та поздовжньому профілі

Після визначення допустимих величин горизонтальних та вертикальних нерівностей за критеріями впливу на колію та безпеки руху, необхідно встановити за цими критеріями допустимі швидкості руху в залежності від відступів щодо

норм утримання. Для пришвидшення процедури встановлення відступів від норм утримання початкові значення амплітуд та довжин геометричних нерівностей для розрахунку прийняті з урахуванням існуючих нормативних вимог для звичайної колії [118]. Градація ступенів відступів прийнята аналогічною як для звичайної колії – I-V ступінь.

Після визначення відповідних відступів від норм для з'їздів отримані параметри відступів у плані та поздовжньому профілі порівнювались з нормативними вимогами для звичайної колії. Наприклад, при швидкості $V = 40$ км/год співвідношення амплітуд перекосів складає $1,075$ (43 мм / 40 мм)¹, осідань – $1,057$ (37 мм / 35 мм). В результаті було встановлено, що для поодиноких нерівностей існуючі вимоги до стану звичайної колії (табл. 5.1-5.3) можуть бути прийняті для оцінки нерівностей у межах стрілочного з'їзду.

Таблиця 5.1 – Вимоги щодо оцінки перекосів колії

Перекіс, мм	Допустима швидкість, км/год
понад 30 до 40 включно	40
понад 40 до 50 включно	15
понад 50	рух закривається

Таблиця 5.2 – Вимоги щодо оцінки осідань колії

Осідання, мм	Допустима швидкість, км/год
понад 30 до 35 включно	40
понад 35 до 45 включно	15
понад 45	рух закривається

Таблиця 5.3 – Вимоги щодо оцінки колії за напрямком у плані

Різниця у стрілах вигину, виміряних через 10 м від середини хорди довжиною 20 м, мм	Допустима швидкість, км/год
понад 35 до 65 включно	40/40
понад 65 до 90 включно	15/15
понад 90	рух закривається

¹ Чисельник – для стрілочних з'їздів; знаменник – для звичайної колії.

Поєднання вертикальних та горизонтальних нерівностей у межах з'їзду вимагає додаткового зменшення швидкості руху поїздів (табл. 5.4). Це обумовлено тим, що, наприклад, при швидкості $V = 40$ км/год співвідношення розрахункових значень амплітуд перекосів III ступеня (при відступах за напрямком у плані 35 мм) та допустимих значень для звичайної колії складає 0,8 (32 мм / 40 мм), а співвідношення осідань III ступеня (при аналогічних відступах у плані) – 0,828 (29 мм / 35 мм).

Таблиця 5.4 – Допустима швидкість пропускання поїздів, км/год, з поєднанням відступів за напрямком у плані з перекосами та осіданнями

Вид відступу, його ступінь та значення	Відступ у плані довжиною до 10 м вкл.			
	III ступінь	IV ступінь	V ступінь (різниця стріл, мм)	
			понад 35 до 65 (включно)	понад 65 до 80 (включно)
Перекоси (до 10 м)				
III ступінь	-	40	25	Рух закривається
IV ступінь	-	25	15	
V ступінь:				
понад 20 до 30 мм включно	25	15	15	15
понад 30 до 40 мм включно	15	Рух закривається		
понад 40 до 45 мм включно	Рух закривається			
Осідання				
III ступінь	-	40	25	Рух закривається
IV ступінь	-	25	15	
V ступінь:				
понад 25 до 30 мм включно	25	15	15	Рух закривається
понад 30 до 35 мм включно	15	Рух закривається		
понад 35 до 40 мм включно	Рух закривається			

5.6 Висновки до розділу

За результатами досліджень, викладеними у цьому розділі можна зробити наступні висновки:

1. Встановлено найбільш несприятливу, з точки зору динамічного впливу

рухомого складу, схему укладання стрілочного з'їзду – скорочений, з'єднувальна частина якого передбачає наявність двох різноспрямованих кривих ділянок з відповідними радіусами кривизни. Крім того, визначено форму вертикальної нерівності у поздовжньому профілі, при якій показники безпеки руху екіпажу найгірші.

2. У межах з'єднувальної частини з'їзду лімітуючим критерієм щодо встановлення допустимих відступів у плані та поздовжньому профілі є величина коефіцієнта стійкості проти вкочування колеса на рейку.

3. Встановлено значення допустимих відступів від норм утримання колії у плані та поздовжньому профілі враховують особливості динаміки та параметрів взаємодії колії у межах з'їздів та рухомого складу. На основі аналізу та їх співставлення з існуючими вимогами для звичайної колії удосконалено нормативи утримання стрілочних з'їздів (за критеріями впливу на колію та стійкості екіпажу).

4. Застосування ступенів відступів від норм утримання дають можливість більш раціонально встановлювати умови експлуатації стрілочних з'їздів, і, відповідно, підвищити пропускну та провізну спроможність даної ділянки залізничної колії, і безпосередньо підвищити безпеку руху поїздів.

РОЗДІЛ 6

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СТІЛОЧНИХ З'ЇЗДІВ

На сьогоднішній день під час проектування поодиноких стрілочних з'їздів використовується методика розрахунку, яка була започаткована професором С. В. Амеліним [4]. Аналогічні підходу були використані і для описання методології проектування швидкісних стрілочних з'їздів [23]. Проте вказані методики базуються лише на геометричних параметрах стрілочних переводів (і при наявності, з'єднувальної частини) та не враховують конструктивні особливості елементів самих переводів, які утворюють стрілочний з'їзд, зокрема, підрейкової основи.

Для сучасних умов експлуатації та виконання ремонтних робіт необхідно вносити зміни до методології проектування стрілочних з'їздів. Адже проблема укладання стрілочних переводів у з'їзд при міжколійї менше 5000 мм і в теперішній час є досить актуальним питанням.

Основним фактором, який зумовлює перегляд методу розрахунку проектування геометричних параметрів з'їзду є накладання в захрестовинній частині стрілочних переводів брусів прямого та бокового напрямків (рис. 6.1).

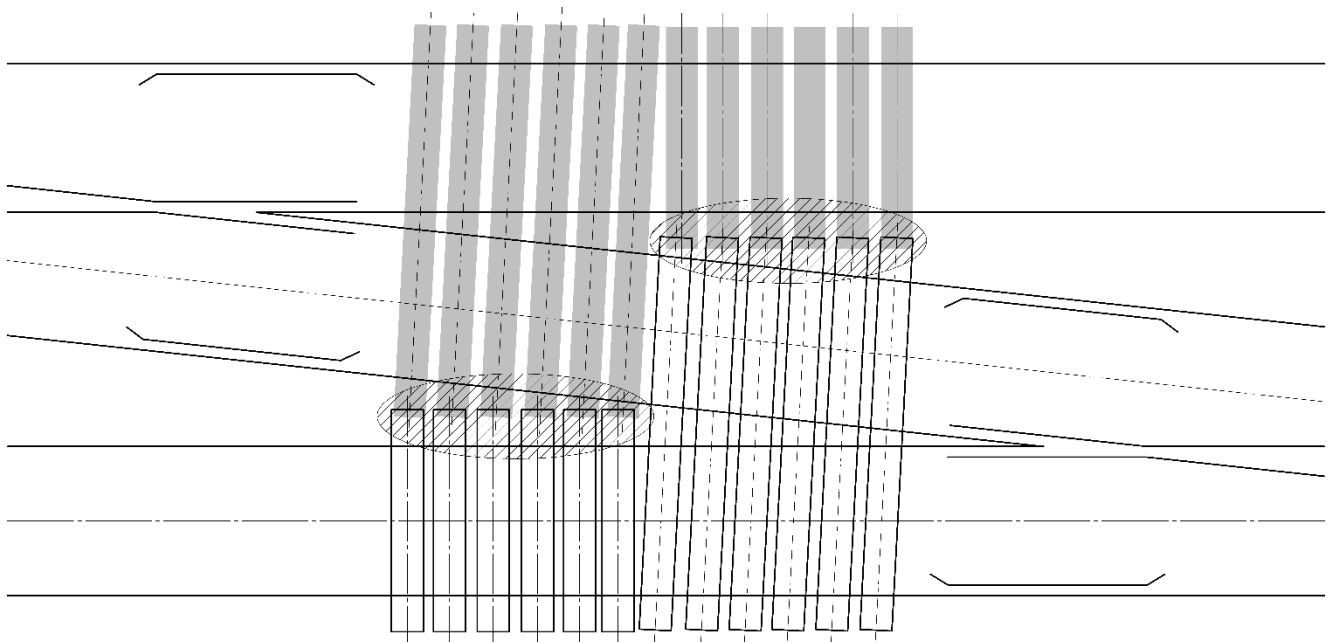


Рис. 6.1. Накладання брусів захрестовинної частини з'їздів

При виникненні вищезгаданої проблеми розташування брусів, зазвичай, використовують підрейкову основу меншої довжини (вкорочені бруси, якщо це можливо) або порушують епюру розкладки (рис. 6.2).

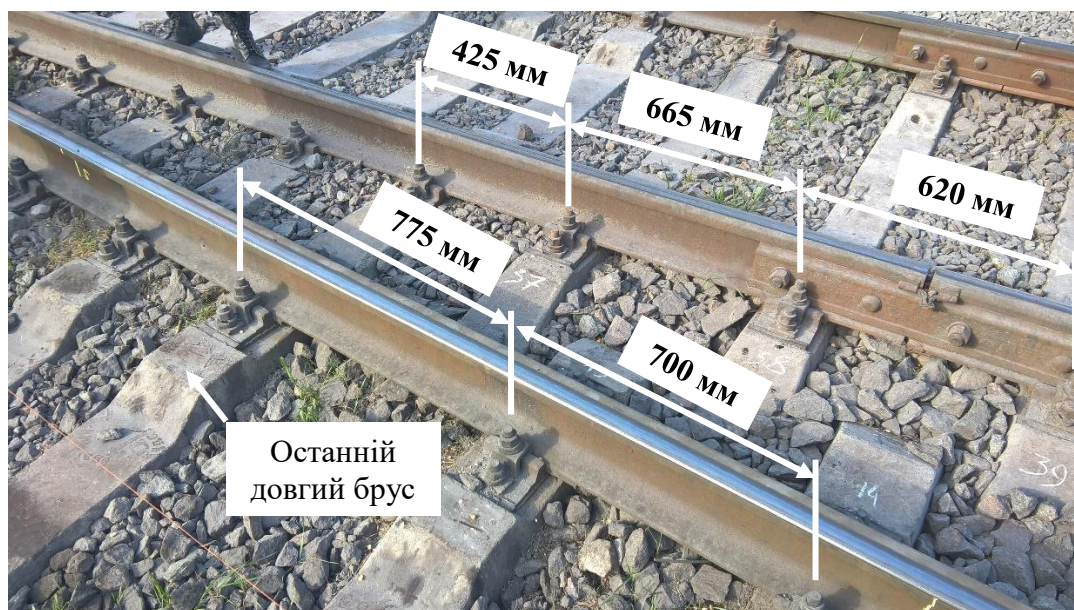


Рис. 6.2. Порушення епюри розкладки брусів в захрестовинній частині з'їзду

Для оцінки впливу порушення епюри укладання брусів на процес появи розладів колії застосуємо кількісний критерій дії рухомого складу на колію – механічну роботу, що виконує діюча в заданому перерізі динамічна вертикальна сила. Такий підхід вперше було запропоновано в [68]. В даному дослідженні визначено саме вплив відстані між осями опор на швидкість поступового зростання деформацій колії.

Робота вертикальної сили від одиниці рухомого складу для перерізу колії визначається як:

$$A = n_k \cdot P_{\text{екв}}^{\text{II}} \cdot \alpha \cdot z_{\text{max}}, \quad (6.1)$$

де $P_{\text{екв}}^{\text{II}}$ – вертикальна сила, що діє від візка на рейку;

z_{max} – максимальний прогин рейко-шпальної решітки в точці прикладення сили;

α – коефіцієнт вигину шпали, для переходу від максимального значення прогину до середнього [34];

n_k – кількість коліс.

Значення вертикальної сили та динамічного прогину обчислюється за відомою методикою розрахунку колії на міцність [34].

Розрахунки проведено для таких умов:

- конструкція колії: рейки Р65, шпали залізобетонні, баласт щебеневий;
- рухомий склад: пасажирські вагони на візках КВЗ-ЦНИИ та вантажні на візках ЦНИИ-ХЗ;
- швидкість руху прийнята максимальною для бокового напрямку стрілочних переводів марки 1/11;
- відстань між осями підрейкових опор варіювалась від 425 до 775 мм (граничні значення отримані шляхом інструментальних вимірювань в захрестовинній частині реального з'їзду – див. рис. 6.2).

На рис. 6.3 представлено графічні залежності між роботою вертикальних сил та епурою розкладання.

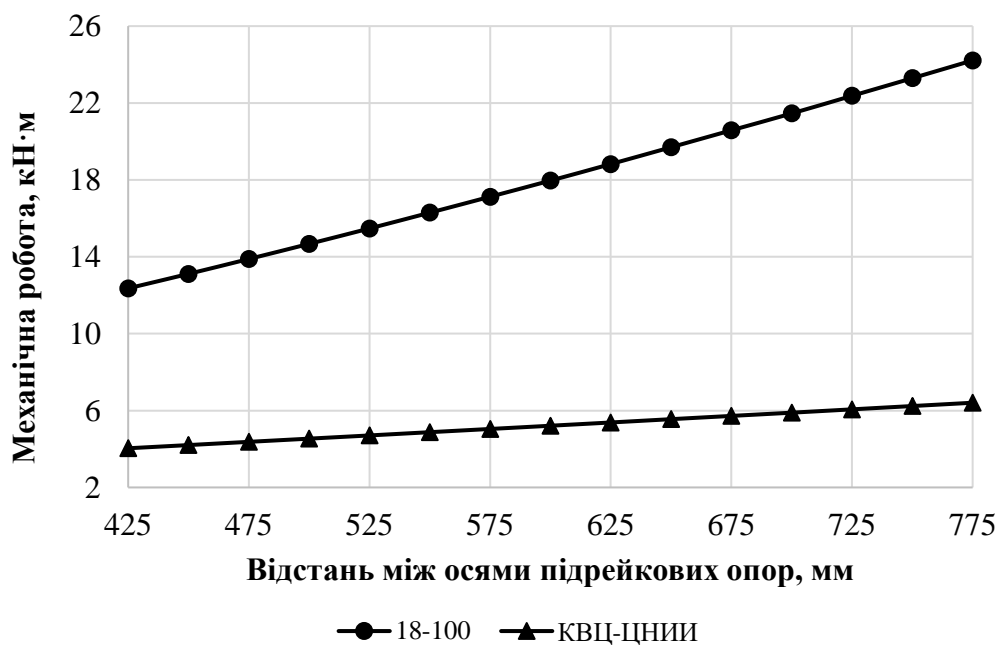


Рис. 6.3. Залежність роботи вертикальних сил від епюри розкладки

Як і слід було очікувати, залежність роботи вертикальної сили від епюри носить лінійний характер. Так, $A|_{l_i=425} = 4,04(12,36)$ кН·м, $A|_{l_i=550} = 4,87(16,29)$ кН·м та $A|_{l_i=775} = 6,41(24,22)$ кН·м (у дужках показано значення для вантажного вагона).

Таким чином, збільшення відстані між осями підрейкових опор є прямим наслідком процесу зростання деформацій колії.

Проблему розміщення брусів в захрестовинній частині стрілочних переводів при укладанні їх в стрілочний з'їзд пропонується дослідити в два етапи. На першому етапі проаналізувати найбільш розповсюджену величину міжколійя на магістральних залізницях. На другому етапі уточнити можливі комбінації укладання брусів на найбільш розповсюджених марках стрілочних переводів з покроковим зміненням міжколійя.

Результати аналізу розподілу міжколійя (рис. 6.4) показав, що найбільш розповсюдженим інтервалом міжколійних відстаней є значення в межах 4,3...4,5 м. Спостереження отримані на основі результатів безперервних вимірювань колій Донецької, Придніпровської та Південної залізниць колієвимірювальним вагоном-лабораторією (КВЛ) та обробки схем станцій вищевказаних залізниць.

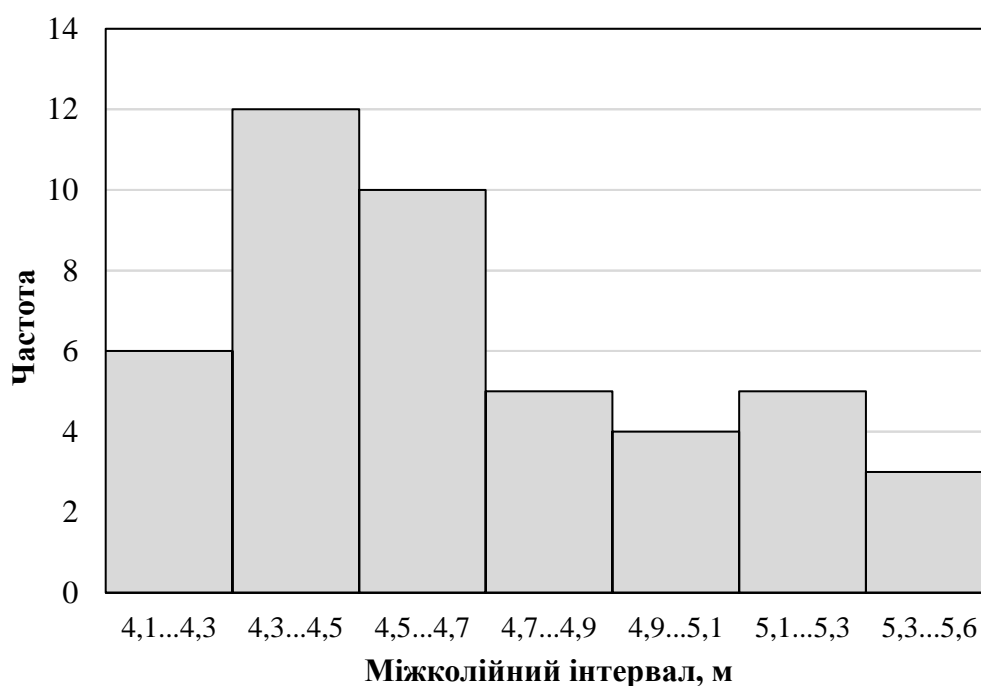


Рис. 6.4. Гістограма розподілу міжколійя

Для перевірки можливості укладання стрілочних переводів у з'їзд за критерієм максимально-допустимої довжини брусів, які можна розмістити в захрестовинній частині, проведемо аналіз за схемою, показаною на рис. 6.5.

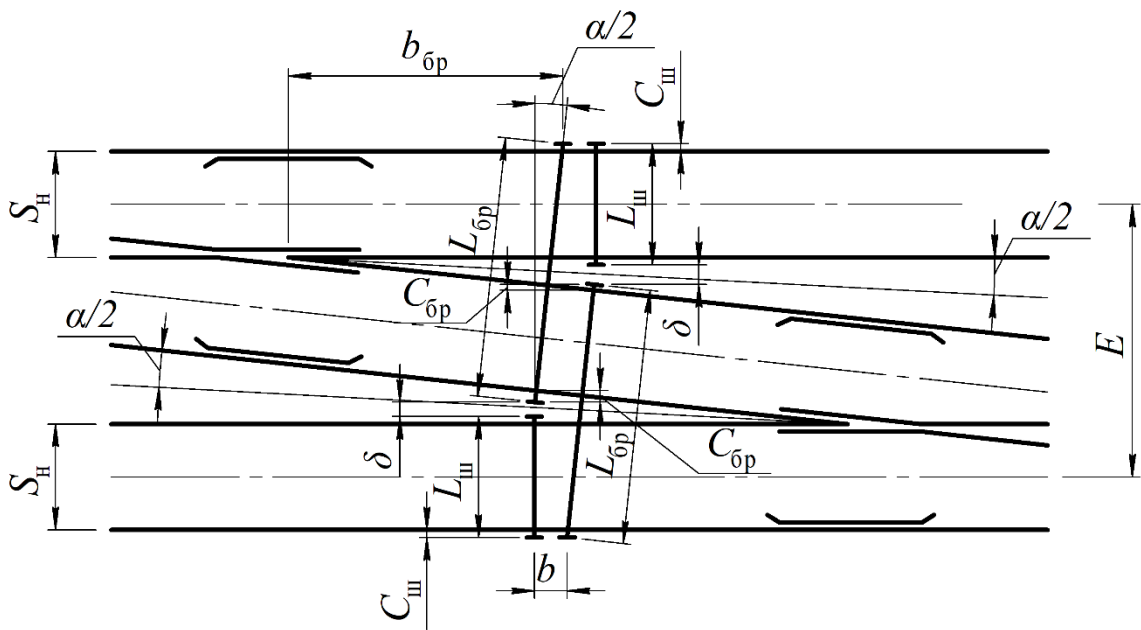


Рис. 6.5. Схема для визначення максимально-допустимої довжини брусів

Аналіз необхідно провести для найбільш розповсюджених проектів стрілочних переводів на залізобетонних брусах. Як показано в [106] до таких можна віднести проекти 1740 та 2215. Також відмітимо, що розрахунки були виконані для з'їздів між паралельними коліями, що найчастіше зустрічаються на мережі залізниць України [104].

Згідно з рис. 6.5 будемо мати наступне:

$$L_{бр} \leq \frac{E + S_n + 2C_{ш} - \delta - L_{ш}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (6.2)$$

де E – міжколійна відстань, мм;

S_n – нормальна ширина колії, 1520 мм;

$C_{ш}$ – відстань від робочої грані рейки до торця шпали, 590 мм;

δ – мінімально допустимий зазор між брусом і останньою шпалою, 10 мм;

$L_{ш}$ – довжина залізобетонної шпали, стандартної – 2700 мм, вкороченої несиметричної – 2500 мм.

Отримане за формулою (6.2) значення довжини бруса необхідно заокруглити у менший бік кратне 250 мм і перевірити відстань від робочої грані зовнішньої рейки до торця бруса. Воно повинно бути біля 600 мм, але не менше 575 мм [5]. Виконати перевірку можна за формулою:

$$C_{\text{бр}} = L_{\text{бр}} - \left[C_{\text{ш}} + \frac{S_{\text{ш}}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} (1 + \cos\alpha) + \frac{b_{\text{бр}}}{N \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right], \quad (6.3)$$

де $b_{\text{бр}}$ – відстань від математичного центру хрестовини до осі останнього бруса відповідної довжини;

N – марка хрестовини стрілочного переходу.

Розрахунки показали (додаток Н), що при використанні стандартних шпал по прямому напрямку та міжколійї в діапазоні 4,1–4,2 м не існує можливості укласти захрестовинні блоки стрілочних переходів у з'їзд, не порушуючи комплектацію брусів. Крім того, бруси довжиною 5000 мм, які входять до стандартного комплекту стрілочних переходів взагалі не використовуються у з'їздах з міжколійям менше 5,0 м. При використанні вкороченого комплекту шпал і міжколійї 4,8–5,0 м досягається максимальне використання стандартного комплекту брусів. Але з точки зору поперечної стійкості з'їзду та появи більш інтенсивного накопичення залишкових деформацій асиметричних шпал, необхідно мінімізувати використання останніх на магістральних коліях. Таким чином, для розрахунку з'їздів, що укладаються у міжколійя менше отриманих значень, доцільно застосовувати додатково методику оцінки максимальної довжини останнього довгого бруса комплекту, який ще можна розмістити в захрестовинній частині

Все вище вказане засвідчує необхідність розробки нових конструктивних рішень для уникнення нераціональних витрат на виготовлення залізобетонних брусів великої довжини (для міжколійя менше 5 м), які у більшості випадків, не використовуються.

6.1 Розробка підрейкової основи для з'єднувальної частини

6.1.1 Збірні дерев'яні бруси

Використання дерев'яної підрейкової основи значно спрощує укладання та ремонт стрілочних переходів та з'їздів. Бруси можна проектувати суцільними у зв'язку з їх невеликою масою та простотою заміни, а під час укладання – з легкістю переміщати останні вздовж та поперек колії.

В роботі пропонується зменшити витрати деревини при виготовленні довгих брусів (більше 5500 мм) шляхом поєднання нових або старопридатних відремонтованих шпал у брус за допомогою нагельного з'єднання, яке складається з двох накладок та болтів, що об'єднують все в єдину конструкцію [40].

В додатку П та [97] докладно описана методика та результати розрахунку конструкції такого з'єднання для дерев'яних брусів.

В ході теоретичних досліджень було встановлено вплив модуля пружності

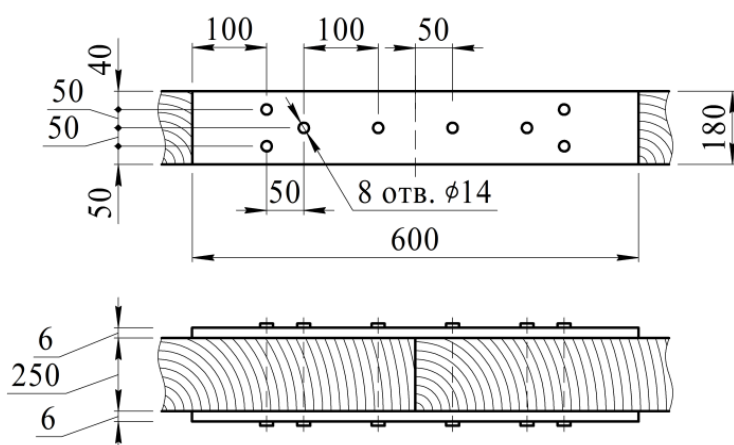


Рис. 6.6. Остаточні геометричні розміри нагельного з'єднання

підрейкової основи на товщину накладки з'єднання, який показав, що зміна проходить за нелінійним законом. Збільшення модуля пружності в чотири рази призводить до зменшення необхідної товщини накладки всього на 1-1,5 мм. Тому остаточно прийнято товщину накладки 6 мм.

В результаті проведених розрахунків було обґрунтовано

геометричні розміри нагельного з'єднання для поєднання двох напівшпал (напівбрусів) в єдину конструкцію (рис. 6.6).

6.1.2 Збірні залізобетонні бруси

Як було зазначено раніше, одним з напрямків розв'язання проблеми, пов'язаної з розташуванням брусів в захрестовинній зоні стрілочного перевалу при міжколійі менше 5000 мм є розміщення суцільного залізобетонного бруса, який забезпечував би одночасне спирання рейкових ниток бокового і прямих напрямків. У зв'язку з тим, що маса такого бруса буде мати достатньо велику вагу, цю конструкцію необхідно передбачити таким чином, щоб вона складалась з декількох частин і в разі необхідності, легко замінювалась на іншу. Залізобетонні бруси, які утворюють підрейкову основу для стрілочних переводів та глухих перетинів, що входять до інших комбінацій укладання (стрілочні вулиці, перехресні з'їзди, тощо),

не розглядаються та аналіз можливості застосування вищевказаної збірної конструкції виходить за межі даної дисертаційної роботи.

Залізобетонний брус пропонується виконати з двох, з'єднаних між собою спеціальним вузлом [93].

Збірний брус можна розглядати як балку скінченої довжини на суцільній пружній основі. Розрахунок залізобетонних брусів включає наступні основні етапи:

- визначення навантажень, які передаються від коліс екіпажів на рейкові нитки стрілочного перевалу і від них на бруси;

- визначення прогинів, поперечних сил та згинальних моментів по довжині бруса;

- перевірка відповідності несучої здатності брусів під виникаючими в них напруженнями.

Всі вище згадані етапи розрахунків були проведені за існуючими методиками [34, 53]. Аналіз результатів теоретичних розрахунків показав, що напружено-деформований стан запропонованої конструкції відповідає умовам міцності.

Слід зауважити, що запропонована модель з'єднання не є вичерпною, а лише дозволяє продемонструвати можливість збірності підрейкової основи. Для досягнення найбільш оптимальних та раціональних форм, розмірів, механічних властивостей та інших характеристик з'єднання, даний вузол необхідно розглянути більш детально за допомогою сучасних математичних методів та моделей, наприклад, метод скінчених елементів (МСЕ). Проведення такого типу додаткових наукових досліджень виходить за рамки даної роботи, тому що, як було відмічено раніше, головна концепція вирішення проблеми порушення епюри – використання збірних брусів, а не безпосередньо вузол з'єднання.

6.2 Раціональна схема розкладки брусів захрестовинної частини стрілочних з'їздів

Запропонована конструкція збірного бруса дозволяє розміщувати з'їзди між паралельними коліями з невеликим міжколійям (4100 мм). До того ж комплексний

метод збірності бруса дозволяє використовувати його при різних значеннях міжколійя з кратним кроком, який залежить від марки стрілочного переводу, відстані між брусами в захрестовинній частині:

$$\Delta E = C \cdot \tan(1/N), \quad (6.4)$$

де N – марка хрестовини;

C – відстань між осями брусів, мм.

Зупинимось більш детально саме на епюрі розкладки брусів захрестовинної частини, тому що від правильного компонування підрейкової основи в цій зоні буде залежить можливість трансформування з'їзду для малого міжколійя – 4,1-5 м.

Аналіз досвіду проведення експериментальних досліджень стрілочних переводів на залізобетонних брусах [25, 89] показав, що значення динамічних показників для зони розташування брусів найбільшої довжини (4-4,5 м) в порівнянні з брусами в передньому вильоті (2,7 м) значно не відрізняються при аналогічній відстані між брусами, яка становить 520-550 мм. Це підтверджується і результатами визначення жорсткості колії вздовж стрілочного переводу на залізобетонних брусах [125]. Тому епюру брусів слід вибирати саме з вказаних значень.

В якості прикладу, розглянемо епюру розкладки брусів при $c = 520$ мм. Нехай стрілочний з'їзд утворено стрілочними переводами з марками 1/11. Тоді за формулою (6.4) $\Delta E = 45$ мм. При зміщенні міжколійя на величину ΔE елементи бруса відповідно переміщуються в необхідному напрямку на один прогін. Знаючи величину міжколійя, для якої призначено стрілочний з'їзд можливо підібрати необхідний комплект збірних брусів, не порушуючи при цьому епюру розкладки чи використовуючи вкорочені шпали.

На рис. 6.7 показано приклад переміщення блоку стрілочного з'їзду з міжколійя 4800 на 4755 мм (хрестовини марок 1/11, відстані між осями 520 мм). Так, зменшення міжколійної відстані на один крок (45 мм), призводить до вилучення двох напівбрусів рис. 6.7, б).

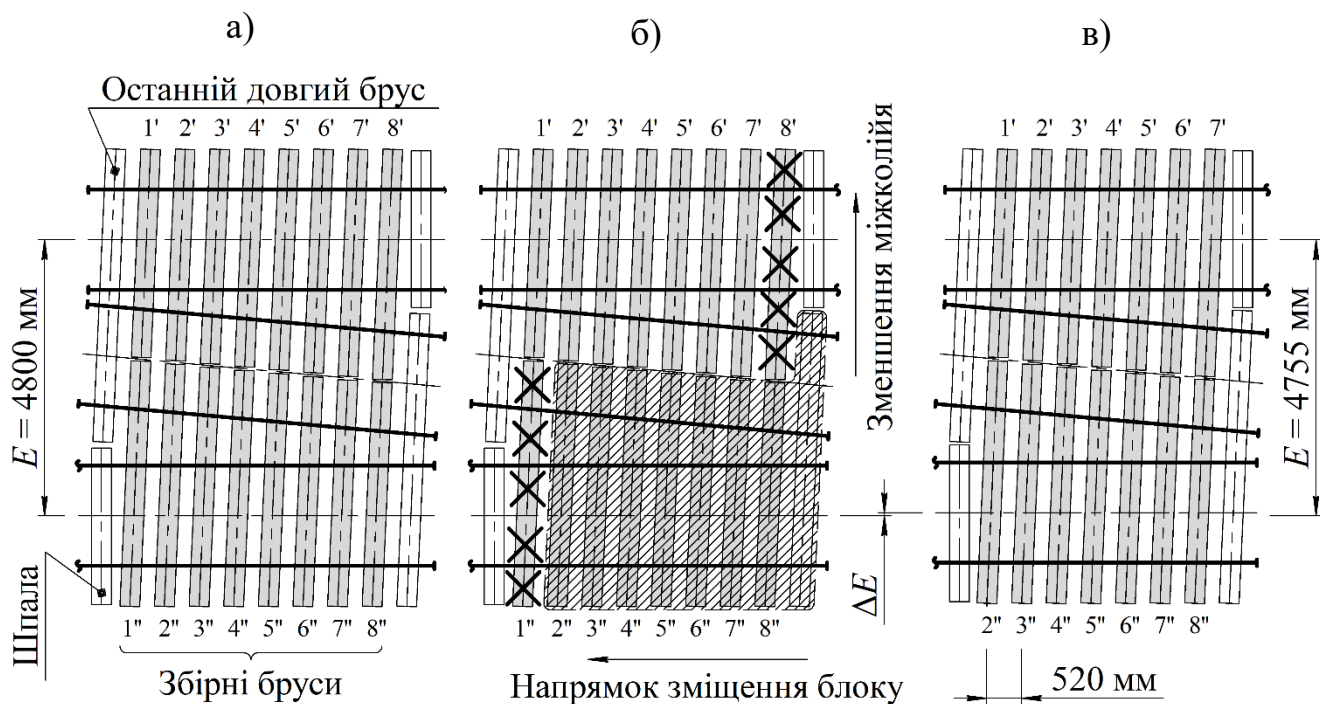


Рис. 6.7. Переміщення підрейкової основи з'єднувальної частини з'їду

а) і в) до та після зміщення; б) вилучення зайвих напівбрусів

Якщо розглянути принцип організації збірних брусів у поєднанні з стандартними шпалами та брусами, в загальному випадку можна виділити п'ять характерних зон (рис. Р.1 додатку Р), що будуть аналогічними для різного міжколійя та марки стрілочного переводу. Охарактеризуємо детально специфіку кожної з них.

Зона 1 – брусів розташовані на однаковій відстані один від одного, що дозволяє підлаштовувати з'їзд для різного міжколійя (при паралельному розміщенні прямих колій).

Зона 2 – відстань між брусами регламентована маркою стрілочного переводу та його конструктивними особливостями в зоні контррейки та хрестовини. У випадку зростання міжколійя з'являється можливість застосування стандартних брусів з комплекту стрілочних переводів.

Зона 3 – стандартна еюра розкладки брусів для конкретного проекту стрілочних переводів.

Зона 4 – місце розташування вкорочених брусів. Відстань між брусами зменшена для збільшення поперечної стійкості рейко-шпальної решітки. Завдяки використанню вкорочених брусів виникає можливість вкладати з'їзди у міжколійя, значення якого наближається до стандартного для прямої ділянки – 4100 мм.

Зона 5 – розташування стандартних залізобетонних (або дерев'яних) шпал. Відстань між осями підрейкових опор встановлюється такою ж, як для звичайної колії.

6.3 Збірна конструкція стрілочного з'їзду

Сучасна технологія укладання стрілочних переводів комплексним методом передбачає використання заздалегідь сформованих блоків на базах колійних машинних станцій [78]. Дана технологія дозволяє мінімізувати втрати, пов'язані з обмеженням швидкостей або закриттям руху поїздів під час надання технологічних «вікон» на виконання робіт. Крім того продуктивність комплексного методу на відміну від роздільного, де кожен елемент стрілочного переводу розкладається окремо, значно вища. Слід також наголосити на тому, що застосування методу укладання стрілочних переводів блоками значно зменшує появу нерівностей та додаткових зміщень відносно проектного положення.

В наслідок масового застосування вищезгаданої технології на залізницях України, постає логічне питання щодо можливості використання такого підходу під час укладання або заміни стрілочних з'їздів в цілому.

Збірна конструкція підрейкової основи, що розглянута у п. 6.1, з легкістю дозволяє формувати блоки в зоні хрестовини та з'єднувальної частини (рис. Р.2 додатку Р). Не менш важливим є те, що транспортування таких блоків до місця укладання можливо виконувати на платформах як і для звичайних блоків стрілочних переводів, не порушуючи при цьому вимоги габаритів.

6.4 Висновки до розділу

За результатами досліджень, викладеними у цьому розділі можна зробити наступні висновки:

1. Розподіл міжколійних відстаней (де укладено з'їзди) та граничні значення міжколійя, в межах якого відсутня можливість накладання брусів прямого та

бокового напрямків (останні отримано за допомогою доповненої методики оцінки можливості укладання стрілочних переводів у з'їзд) підтвердили наявність проблеми порушення епюри розкладання брусів в захрестовинній частині з'їздів на залізницях України. Для вирішення проблеми накладання торців шпал та брусів запропоновано використовувати суцільні підрейкові опори для прямих та бокового напрямків в захрестовинній частині з'їздів.

2. Застосування кількісного критерію оцінки механічної роботи вертикальної сили, що викликає динамічний прогин колії, підтвердило прискорення процесу зростання деформацій, спричиненого порушенням епюри укладання брусів.

3. Обґрунтовано геометричні розміри та конфігурація нагельного з'єднання (для поєднання дерев'яних напівбрусів в єдине ціле).

4. Описано методологію трансформування та підлаштування підрейкової основи до необхідного міжколійя (при паралельних колія).

5. Наведено загальний принцип формування блоків стрілочного з'їзду під час укладання в колію, що дозволяє укласти останні комплексним методом.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота є закінченою науковою працею, в якій на базі отриманих автором обґрунтованих теоретичних та експериментальних досліджень, вирішено актуальне наукове завдання удосконалення нормативів утримання та конструкції стрілочних з'їздів. Основні наукові результати, висновки на практичні рекомендації, що отримані в даній роботі, полягають в наступному:

1. Аналіз існуючої нормативної бази щодо утримання колії на з'їздах засвідчив необхідність їх удосконалення та доповнення. Причиною таких заходів є те, що оцінка положення стрілочних з'їздів у плані шляхом контролю відстані між центрами стрілочних переводів (як єдиний існуючий норматив) не дає відповіді щодо допустимої швидкості руху при її недотриманні та при наявності геометричних нерівностей.

Вітчизняні та закордонні науковці у своїх роботах з питань динаміки взаємодії колії та рухомого складу приділяли увагу або детальному опису моделі вагона та спрощенню колії, де її маса зосереджена в одній точці (чи взагалі безінерційна), або навпаки, представленню верхньої будови колії як багатоелементну модель, та імітацію рухомого складу у вигляді одиночної динамічної сили (таке представлення екіпажу обмежує дослідження впливу групи нерівностей на динаміку взаємодії).

2. З метою визначення реального геометричного стану стрілочних з'їздів на залізницях України розроблено методика оцінки положення з'їздів у плані, що дозволила встановити допустиму швидкість руху від раніше недостатньо вивченого впливу геометричних параметрів з'їзду та нерівностей у плані. У ході експлуатаційних досліджень виявлено, що чіткої кореляційної залежності між величиною міжколійя та обмеженням швидкості руху поїздів (при появі нерівностей у плані) не існує. В результаті аналізу даних вимірювань встановлено, що на 23% з'їздів вимагається обмеження швидкості руху, на 8% – закриття руху.

3. Удосконалено математичну модель взаємодії рухомого складу та колії у межах з'їзду, що одночасно враховує складну систему тіл вагона та колії, а також їх специфічні конструктивні особливості. Зокрема: під одним колесом колія

представлена як багатомасова модель з параметричною зміною інерційних та пружних характеристик вздовж з'їзду; враховано зміну зазорів у ковзунах та появу відновлювального моменту при боковому хитанні кузова; для поєднання тіл системи використано різні типи лінійних та нелінійних зв'язків – пружно-в'язкий (модель Кельвіна-Фойгта), «сухого» тертя, кріпа, тощо. Застосування удосконаленої моделі дозволило більш точно встановити параметри взаємодії в системі «колія-екіпаж» на з'їзді.

4. Для підтвердження адекватності удосконаленої математичної моделі проведено експериментальні дослідження на стрілочному з'їзді. Враховуючи, що вага завантажених піввагонів практично однакова (898 та 902 кН), для кожного вимірювального приладу, що знаходився на дослідній ділянці, отримано по 408 значень. Правильність визначення мінімально необхідної кількості дослідних поїздок, а й відповідно, і репрезентативність вибірки, підтверджено отриманим значенням коефіцієнта варіації, меншим за допустимий рівень 0,4 (для вертикальних сил – 0,08..0,15, для напружень в кромках підошви та головки рейки – 0,12..0,23, для бокових сил – 0,11..0,32).

Якісна та кількісна верифікація експериментальних даних та моделювання показала розбіжність результатів у межах 9-13%, що підтверджує адекватність удосконаленої моделі.

5. Встановлено, що найбільш несприятливою, з точки зору динамічної взаємодії, є схема укладання вкороченого з'їзду з однаковими марками. Так, у порівнянні зі звичайним з'їздом між паралельними коліями значення бокових сил у межах захрестовинної частини збільшуються на 72,7-76,5% для скорочених.

6. На основі кількісного критерію оцінки механічної роботи вертикальної сили, що викликає динамічний прогин колії, підтверджено прискорення процесу зростання деформацій, спричиненого порушенням епюри укладання брусів. Так, зростання відстані між осями брусів на 40% призводить до зростання механічної роботи на 49%.

7. Для найбільш розповсюджених проектів стрілочних переводів отримано граничні значення міжколійя (як одного з ключових геометричних параметрів

з'їздів), яке дозволяє вкладати підрейкові опори без порушення: при використанні вкорочених асиметричних шпал по прямому напрямку розміщення повного комплексу (включно з брусами довжиною 5000 мм) є можливим лише при міжколіній відстані більше 4,8 м; при використанні типових шпал – при міжколіній відстані більше 5,0 м. Таким чином, для розрахунку з'їздів, що укладаються у міжколіїя менше отриманих значень, доцільно застосовувати додатково методика оцінки максимальної довжини останнього довгого бруса комплексу, який ще можна розмістити в захрестовинній частині.

8. Запропоновано використовувати збірні бруси в захрестовинній частині стрілочних з'їздів для вирішення проблеми порушення епюри. Даний підхід дозволяє підлаштувати підрейкову основу до необхідного міжколіїя. Крім того, за допомогою збірної підрейкової основи транспортування та укладання блоків стрілочного з'їзду зводиться до аналогічного процесу як і для звичайної колії.

9. Положення й результати дисертаційної роботи увійшли в нормативний документ АТ «Укрзалізниця», а також впроваджено в навчальний процес кафедри «Колія та колійне господарство», та використовуються під час підвищення кваліфікації фахівців колійного господарства в Навчально-науковому центрі розвитку професійної освіти Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (додаток С).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Алексеев Е. Р. Введение в Octave для инженеров и математиков [Текст] / Е. Р. Алексеев, О. В. Чеснокова. – М.: ALT Linux, 2012. – 368 с.
2. Алексеев Е. Р. Scilab: Решение инженерных и математических задач [Текст] / Е. Р. Алексеев, О. В. Чеснокова, Е. А. Рудченко. – М.: ALT Linux; БИНОМ. Лаборатория знаний, 2008. – 269 с.
3. Альбрехт В. Г. Современные конструкции верхнего строения железнодорожного пути [Текст] / В. Г. Альбрехт, А. Ф. Золотарский. – М.: Транспорт, 1975. – 280 с.
4. Амелин С. В. Соединения и пересечения рельсовых путей [Текст] / Амелин С. В. – М.: Трансжелдориздат, 1957. – 240 с.
5. Амелин С. В. Совершенствование ведения стрелочного хозяйства [Текст] / С. В. Амелин, В. И. Абросимов, Н. Н. Елсаков, Е. К. Смыков и др. / Под ред. С. В. Амелина. – М.: Транспорт, 1983. – 240 с.
6. Анисимов П. С. Испытание вагонов [Текст]: Монография. / П. С. Анисимов. – М.: Маршрут, 2004. – 197 с.
7. Арбузов М. А. Експериментальні дослідження взаємодії колії та рухомого складу в межах з'їзду [Текст] / М. А. Арбузов, О. М. Патласов, С. О. Токарев // Наука та прогрес транспорту. – 2016. – № 5 (65). – С. 64-78. – doi 10.15802/stp2016/84013.
8. Арбузов М. А. Експериментальні дослідження взаємодії колії та рухомого складу в межах з'єднувальної частини стрілочних з'їздів / М. А. Арбузов, О. М. Патласов, С. О. Токарев // Тези доповідей на XIV Міжнародній конференції «Проблеми механіки залізничного транспорту: Безопасність руху, динаміка, прочність подвижного складу, енергосбереження». Д.: ДНУЗТ, 2015. – 128 с.
9. Балух Х. Диагностика верхнего строения пути [Текст]: Пер. с польск. И. В. Шварца / Под ред. М. Ф. Вериги. – М.: Транспорт, 1981. – 451 с.
10. Блохин Е. П. Об эквивалентности критериев безопасности от схода колеса с рельсов при использовании направляющей либо боковой силы [Текст] /

Е. П. Блохин, М. Л. Коротенко, И. В. Клименко // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2013. – Вип. 3 (45). – С. 74-71.

11. Блохин Е. П. О запасе устойчивости колеса против схода с рельса [Текст] / Е. П. Блохин, А. Н. Пшинько, М. Л. Коротенко, А. Г. Рейдемейстер // Залізничний транспорт України. – К., 2002. – № 2. – С. 22-24.

12. Бромберг Е. М. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Е. М. Бромберг, М. Ф. Вериго, В. Н. Данилов, М. А. Фришман / Под общей ред. М. А. Фришмана. – М.: Трансжелдориздат, 1956. – 280 с.

13. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества [Текст]: РД 24.050.37 95. – ГосНИИВ, 1995. – 102 с.

14. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.

15. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава и вопросы расчетов пути [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Х. Ветченко, О. П. Ершков, С. Н. Попов, Б. Д. Хействер // Труды Всесоюз. науч. исслед. ин-та ж.-д. трансп. – М.: Трансжелдориздат. – 1955. – Вып. 97. – 412 с.

16. Вериго М. Ф. Динамика вагонов [Текст] / М. Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1971. – 173 с.

17. Вершинский С. В. Динамика вагона [Текст]: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов / Под ред. С. В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

18. Вібрація та удар механічні [Текст]. Діапазон теоретичних значень для характеристики біодинамічної реакції тіла у положенні сидячи за дії вібрації у вертикальному напрямку (ISO 5982:2001, IDT): ДСТУ ISO 5982:2005. – [Чинний з 2007-10-01]. – Київ: Держспоживстандарт України, 2007. – V, 27 с. – (Національний стандарт України).

19. Волошко Ю. Д. Уравнения колебаний четырёхосного вагона с учётом параметров рельсов и подрельсовых опор в горизонтальной плоскости [Текст] / Ю. Д. Волошко // Труды ДИИТа, вып. 88. – Днепропетровск, 1968. – С. 31-41.

20. Гайдышев И. П. Решение научных и инженерных задач средствами Excel, VBA и C/C++ [Текст] / И. П. Гайдышев. – СПб.: БВХ-Петербург, 2004. – 512 с.
21. Гарг В. К. Динамика подвижного состава [Текст]: Пер. с англ. / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати / Под ред. Н. А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
22. Гасанов А. И. О приведенной массе пути [Текст] / А. И. Гасанов // Вестник ВНИИЖТ. – 1968. – № 6. – С. 52-53.
23. Глюзберг Б. Э. Расчет и проектирование скоростных стрелочных переводов и съездов [Текст] / Б. Э. Глюзберг. – М.: Рос. гос. откр. техн. ун-т путей сообщения, 2002. – 53 с.
24. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика [Текст] / В. Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 1999. – 479 с.
25. Гнатенко В. П. Результати натурного випробування на міцність стрілочного переводу типу Р65 марки 1/11 проекту 65111Ж [Текст] / В. П. Гнатенко, К. В. Мойсеєнко // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2010. – Вип. 32. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2010. – С. 186-192.
26. Гнатенко В. П. Технічні вказівки з проведення натурних випробувань стрілочних переводів на міцність [Текст] / В. П. Гнатенко, К. В. Мойсеєнко, В. В. Рибкін, В. Є. Савлук, А. М. Орловський. – Київ, 2010. – 15 с.
27. Говоруха В. В. Моделирование движения рельсовых экипажей [Текст]. – Киев: Наук. Думка, 2006. – 460 с.
28. Годыцкий-Цвирко А. М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог [Текст] / А. М. Годыцкий-Цвирко. – Петроград : Тип. 1-й Арт. Школы, 1923. – 128 с.
29. Горобець В. Л. Динамічні ходові та динамічні міцносні випробування електровоза ВЛ40у [Текст] / В. Л. Горобець, О. М. Бондарев, М. І. Сергієнко та ін. // Залізничний транспорт України. – 2006. – № 1. – С. 55-60.
30. Грачева Л. О. Влияние неровностей в кривых участках пути на динамики и воздействие на путь грузовых вагонов при различных состояниях тележек [Текст] / Л. О. Грачева, В. О. Певзнер, П. С. Анисимов // Труды ЦНИИ МПС, вып. 549. – М.: Транспорт, 1976. – С. 26-45.

31. Грачева Л. О. Показатели динамики и воздействия на путь грузовых вагонов при различных износах тележек и отступлениях от норм содержания в прямых участках [Текст] / Л. О. Грачева, В. О. Певзнер, П. С. Анисимов // Труды ЦНИИ МПС, вып. 549. – М.: Транспорт, 1976. – С. 4-25.

32. Даніленко Е. І. Залізнична колія [Текст]: Улаштування, проектування і розрахунки, взаємодія з рухомим складом / Підручник для вищих навчальних закладів (у 2-х томах). Київ, Інпрес, 2010. – Том 1 -528 с., Том 2 - 456 с.

33. Даніленко Е. І. Особливості теоретичного методу визначення пружно-динамічних параметрів стрілочних переводів / Е. І. Даніленко, В. М. Молчанов // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Сер.: Транспортні системи і технології. – 2014. – Вип. 24. – С. 96-105. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpdetut_tsit_2014_24_17.

34. Даніленко Е. І. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість [Текст]: ЦП/0117 / Е. І. Даніленко, В. В. Рибкін. – К.: Транспорт України, 2005. – 140 с.

35. Даниленко Э. И. Расчёт сил взаимодействия пути и подвижного состава в пределах крестовины при помощи персональной ЭВМ [Текст] / Э. И. Даниленко, К. В. Мойсеенко // Исследование взаимодействия пути и подвижного состава: межвуз. сб. научн. тр. ДГТУЖТ. – Д.: ДГТУЖТ, 1997. – С. 92-104.

36. Даниленко Э. И. Стрелочные переводы железных дорог Украины. Технология производства. Эксплуатация в пути. Расчеты и проектирование / Э. И. Даниленко, А. П. Кутах, С. Д. Тараненко. – Киев: Киев. ин-т ж. д. трансп., 2001. – 296 с.

37. Данилов В. Н. Расчёт рельсовой нити в зоне стыка [Текст] / В. Н. Данилов // Тр. ЦНИИ МПС, вып. 70. – М: Трансжелдориздат, 1952. – 112 с.

38. Данович В. Д. К вопросу о выборе рациональных параметров упруго-фрикционных скользунов с использованием пространственной расчётной схемы грузового вагона [Текст] / В. Д. Данович, И. Ю. Малышева, В. Ф. Ушкалов // Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. – Днепропетровск, 1984. – С. 45-53.

39. Данович В. Д. Определение допускаемых скоростей движения грузовых вагонов по железнодорожным путям колеи 1520 мм [Текст] / В. Д. Данович, В. В. Рыбкин, С. В. Мямлин и др. // Вісник ДПТУ. – Д., 2003. № 2. – С. 77-86.

40. ДБН В.2.6-161:2010. Конструкції будинків і споруд. Дерев'яні конструкції. Основні положення / Затверджено наказом Мінрегіонбуду України від 15.11.2010 р. № 448 та надано чинності від 30.12.2010 р. № 571 з 2011-09-01. – На заміну СНиП II-25-80. – Київ, 2011. – 284 с.

41. Демин Ю. В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей [Текст] / Ю. В. Демин, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко, О. М. Маркова. – Киев: Наук. думка, 1984. – 160 с.

42. Ершков О. П. Исследование жесткости железнодорожного пути и её влияние на работу рельсов в кривых участках [Текст] / О. П. Ершков // Труды ЦНИИ МПС, вып. 264. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – С. 39-98.

43. Ершков О. П. Исследование норм содержания кривых в плане [Текст] / О. П. Ершков // Труды ВНИИЖТа, вып.192. – М.: Трансжелдориздат, 1960. – С. 187-205.

44. Ершков О. П. Построение графиков удельных характеристик и графиков-паспортов вписывания железнодорожных экипажей в кривые (теоретические основы) [Текст] / О. П. Ершков // Труды ВНИИЖТа, вып. 268. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – С. 64-125.

45. Ершков О. П. Расчет поперечных горизонтальных сил в кривых [Текст] / О. П. Ершков // Труды ЦНИИ МПС, вып. 301. – М.: Транспорт, 1966. – 235 с.

46. Ершков О. П. Расчет рельса на действие боковых сил в кривых [Текст] / О. П. Ершков // Труды ЦНИИ МПС, вып. 192. – М.: Трансжелдориздат, 1960. – С. 5-58.

47. Желнин Г. Г. Особенности установления допускаемых скоростей на стрелочных переводах [Текст] / Г. Г. Желнин // Решение задач взаимодействия подвижного состава и пути реального очертания: сб. науч. тр. / ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1985. – С. 34–38.

48. Зак М. Г. Теоретический анализ влияния расстройств рельсовой колеи на динамическое взаимодействие подвижного состава и пути и оценка неравномерности рельсовых нитей. [Текст] / М. Г. Зак, О. П. Ершков, Е. Д. Ткачев // Труды ВНИИЖТа, вып. 628. – М.: Транспорт, 1980. – С. 67-101.

49. Звіт про науково-дослідну роботу «Дослідження та розробка рекомендацій щодо допустимих швидкостей руху вантажних поїздів по бічному напрямку стрілочних переводів, взаємне розташування яких не відповідає технічним вимогам» [Текст]. – Д.: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту, 2008. – 88 с.

50. Звіт про науково-дослідну роботу «Дослідження та розробка рекомендацій щодо допустимих швидкостей руху вантажних поїздів по прямому напрямку стрілочних переводів, які укладені у не відповідності до вимог технічних умов» [Текст]. – Д.: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту, 2007. – 96 с.

51. Звіт про науково-дослідну роботу «Проведення досліджень відступів між центрами стрілочних переводів та розробка нормативів при експлуатації» [Текст]. – Д.: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту, 2013. – 102 с.

52. Звіт про науково-дослідну роботу «Розробка нормативної документації «Вказівки щодо встановлення швидкостей руху пасажирських поїздів по прямому напрямку стрілочних переводів, що укладені з порушенням “Технічних умов на укладання стрілочних переводів при будівництві нових станції, розвитку та реконструкції існуючих”» [Текст]. – Д.: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту, 2005. – 80 с.

53. Золотарский А. Ф. Железобетонные шпалы для рельсового пути [Текст] / А. Ф. Золотарский, Б. А. Евдокимов, Н. М. Исаев и др. Под редакцией А. Ф. Золотарского. – М.: Транспорт, 1980. – 270 с.

54. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України [Текст]: ЦП-0269 / Е. І. Даніленко, А. М. Орловський, М. Б. Курган, В. О. Яковлев [та ін.]. – Київ: ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2012. – 465 с.

55. Камаев А. А. Взаимодействие локомотива и пути в кривых участках пути [Текст]: учебное пособие / А. А. Камаев, Г. С. Михальченко // Тульский политехнический институт. – Тула, 1977. – 68 с.

56. Камаев А. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава [Текст] / А. А. Камаев. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

57. Климов В. И. Экспериментальное определение боковых сил в кривой при рекуперативном торможении поездов [Текст] / В. И. Климов, В. В. Цыганенко // Труды ДИИТа, вып. 99. – М.: Транспорт, 1969. – С. 16-19.

58. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом [Текст] / А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1997. – 326 с.

59. Коган А. Я. Оценка достаточного условия устойчивости колеса на рельсе с учетом вероятностного характера влияющего на нее некоторых факторов [Текст] / А. Я. Коган, Е. А. Черняков // Вестник ВНИИЖТ. – 2008. – № 2. – С. 36–41.

60. Козлов А. М. Проектирование железнодорожных станций и узлов [Текст]: справ. и метод. руководство / Под ред. А. М. Козлова, К. Г. Гусевой. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 592 с.

61. Колеса суцільнокатані [Текст]. Технічні умови: ДСТУ ГОСТ 10791:2016 (ГОСТ 10791-2011, ІДТ). – [Чинний з 2016-09-01]. – Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. – 32 с. – (Національний стандарт України).

62. Колісні пари вантажних вагонів [Текст]. Правила технічного обслуговування, ремонту та формування: СТП 04-001:2015 / Затв. Держ. адміністр. зал. трансп. України 16.05.2015 р. – К., 2015. – 138 с

63. Колесников В. И. Улучшение взаимодействия пути и подвижного состава [Текст]: Монография / В. И. Колесников, В. Б. Воробьев, В. В. Шаповалов, М. Б. Шуб. – М.: Маршрут, 2006. – 365 с.

64. Кондрашов В. М. Единые принципы исследования динамики железнодорожных экипажей в теории и эксперименте [Текст] / В. М. Кондрашов. – М.: Интекст, 2001. – 190 с.

65. Корженевич И. П. Новые способы съемки железнодорожных кривых / И. П. Корженевич // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2006. – Вип. 12. – С. 53-56.

66. Кулагин М. И. Неровности на поверхности катания рельсов и их влияние на динамическое давление колеса на рельс [Текст] / М. И. Кулагин // Труды ВНИИЖТа, вып. 171. – М.: Транспорт, 1959. – С. 5-93.

67. Кудрявцев Н. Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов / Н. Н. Кудрявцев // Труды ВНИИЖТа, вып. 287. – М.: Транспорт, 1965. – 168 с.

68. Курган Д. М. Вплив стану залізничної ділянки і структури поїздопотоків на життєвий цикл колії / Д. М. Курган, І. О. Бондаренко // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2007. – Вип. 19. – С. 78–83.

69. Курган М. Б. Положення суміжних стрілочних переводів у плані й поздовжньому профілі [Текст] / М. Б. Курган, Т. А. Сенченко, К. В. Мойсеєнко // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. - Д., 2009. – Вип. 26. – С. 75-82.

70. Лазарян В. А. Вынужденные колебания четырехосного вагона, движущегося по инерционному пути [Текст] / В. А. Лазарян, Р. Б. Грановский, В. Д. Данович, Р. С. Липовский // Труды ДИИТа, вып. 117. – Днепропетровск, 1970. – С. 3-15.

71. Лазарян В. А. Вынужденные колебания четырёхосного грузового вагона при движении по инерционному пути [Текст] / В. А. Лазарян, Р. С. Липовский, Л. А. Манашкин, В. Д. Данович // Труды ДИИТа, вып. 88. – Днепропетровск, 1968. – С. 13-19.

72. Лазарян В. А. Динамика вагонов [Текст] / В. А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.

73. Лазарян В. А. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний четырехосного грузового вагона при движении по инерционному пути, рассматриваемому как дискретная система [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, Р. С. Липовский, В. Д. Данович // Труды ДИИТа, вып. 138. – 1972. – С. 3-16.

74. Леванков И. С. Исследование влияния изменения жесткости вдоль звена пути на характер и силы взаимодействия его с подвижным составом [Текст] / И. С. Леванков // Труды ДИИТа, вып. 99. – М.: Транспорт, 1969. – С. 70-93.

75. Логвин А. Ф. Решение задач о влиянии горизонтальных неровностей на силы взаимодействия пути и подвижного состава [Текст] / А. Ф. Логвин // Труды ДИИТа, вып. 69. – М.: Транспорт, 1967. – С. 27-35.

76. Лысюк В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов [Текст] / В. С. Лысюк. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 2002. – 215 с.

77. Львов А. А. Современные методы исследования динамики вагонов [Текст] / А. А. Львов, Л. О. Грачева // Тр. ЦНИИ МПС, вып. № 457. – 1972. – 160 с.

78. Максимов В. Г. Укладка и смена стрелочных переводов [Текст] / В. Г. Максимов, Е. К. Смыков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1993. – 160 с.

79. Манашкин Л. А. Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей (математические модели) [Текст] / Л. А. Манашкин, С. В. Мямлин, В. И. Приходько. – Д.: 2007. – 196 с.

80. Марье Г. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Г. Марье. – М.: Госжелдориздат, 1933. – 336 с.

81. Медель В. Б. Динамика электровоза [Текст] / В. Б. Медель. – М.: Трансжелдориздат, 1937. – 416 с.

82. Мельничук В. О. Швидкість вантажних вагонів [Текст] / В. О. Мельничук, О. М. Савчук. – Харків: Корпорація «Техностандарт» Залізничне видавництво «Рухомий склад», 2010. – 92 с.

83. Методика контролю положення стрілочного з'їзду у плані [Текст]: СТП 06-001:2015 / В. В. Рибкін, М. А. Арбузов, П. В. Панченко, С. О. Токарев. – Київ: Державна адміністрація залізничного транспорту України, 2015. – 10 с.

84. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей [Текст] / С. В. Мямлин. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.

85. Настечик Н. П. Исследование силового взаимодействия четырехосного вагона и пути в зоне силовой неровности [Текст] / Н. П. Настечик // Труды ДИИТа, вып. 209/22. – Днепропетровск, 1980. – С. 49-54.

86. Николаев В. Е. Моделирование взаимодействия железнодорожного экипажа и стрелочного перевода при движении на боковое направление [Текст] / В. Е. Николаев // Труды ВНИИЖТа. – М.: Транспорт, 1985. – С.62-68.

87. Носач В. В. Решение задач аппроксимации с помощью персональных компьютеров [Текст] / В. В. Носач. – М.: МИКАП, 1994. – 382 с.

88. Орловский А. Н. Обоснование выбора расчётной схемы для исследования взаимодействия колеса и пути в зоне неровностей [Текст] / А. Н. Орловский, В. Н. Клименко // Труды ДИИТа, вып. 57. – М.: Транспорт, 1965. – С. 42-49.

89. Орловський А. М. Результати натурного випробування на міцність стрілочного переводу типу Р65 марки 1/9 проекту 65109Ж-01 [Текст] / А. М. Орловський, В. П. Гнатенко, К. В. Мойсеєнко // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2010. – Вип. 31. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2010. – С. 144-152.

90. Отчёт по научно-исследовательской работе по теме «Исследование подуклонки рельсов на железобетонных шпалах в кривых» [Текст]. – Днепропетровск: 1967. – 116 с.

91. Отчёт по научно-исследовательской работе по теме «Исследование работы стрелочных переводов на железобетонных основаниях. Раздел: Динамические прочностные испытания стрелочного перевода на железобетонных брусках типа Р65 марки 1/11 с подуклонкой» [Текст]. – Днепропетровск: 1971. – 305 с.

92. Отчёт по научно-исследовательской работе по теме «Исследование работы стрелочных переводов на железобетонных основаниях. Раздел: Эксплуатационные наблюдения за работой в пути стрелочных переводов типа Р65 1/11 на железобетонных брусках» [Текст]. – Днепропетровск: 1972. – 134 с.

93. Пат. 80833 Україна, МПК E01BB 7/00. Збірний залізобетонний брус / Токарев С. О., Віблій Б. М.; власник Токарев С. О. – № u201215030; заявл. 27.12.2012; опублік. 10.06.2013, Бюл. № 11. – 3 с.

94. Панченко П. В. Обґрунтування норм утримання залізничної колії у плані при прискореному русі [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.06 / Панченко Петро Володимирович; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. ак. В. Лазаряна. – Д., 2014. – 20 с.

95. Патласов О. М. Аналіз впливу локальних та регулярних геометричних нерівностей колії на умови взаємодії з рухомим складом в межах стрілочного з'їзду [Текст] / О. М. Патласов, С. О. Токарєв // Тези доповідей на VI Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд та будівель на залізничному транспорті». – Харків: УкрДУЗТ, 2017. – 229 с.

96. Патласов О. М. Особливості взаємодії колії та рухомого складу в межах з'єднувальної частини стрілочних з'їздів [Текст] / О. М. Патласов, С. О. Токарєв // Тези доповідей на 75 Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». – Д.: ДНУЗТ, 2015. – 510 с.

97. Патласов О. М. Розрахунок елементів з'єднання збірною дерев'яного бруса для стрілочних переводів [Текст] / О. М. Патласов, С. О. Токарєв // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 6 (60). – С. 88–100. – doi: 10.15802/stp2015/57029.

98. Патласов О. М. Удосконалення конструкції підрейкової основи з'єднувальної частини стрілочних з'їздів [Текст] / О. М. Патласов, С. О. Токарєв // Тези доповідей на 75 Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». – Д.: ДНУЗТ, 2015. – 510 с.

99. Пирумов У. Г. Численные методы [Текст]: Учебное пособие / У. Г. Пирумов. – М.: МАИ, 1998. – 188 с.

100. Приходько В. И. Моделирование динамического взаимодействия кузова пассажирского вагона и тележек [Текст] / В. И. Приходько, С. В. Мямлин // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2008. – Вип. 20. – С. 7-12.

101. Радченко Н. А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств [Текст] / Н. А. Радченко. – К.: Наукова думка. – 1988. – 216 с.

102. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов [Текст]: РД 32.68-96. – М.: ВНИИЖТ, 1996. – 18 с.

103. Ратников О. М. Автоматизированный способ составления уравнений движения многомассовых систем [Текст] / О. М. Ратников // Динамические характеристики механических систем: Сб. науч. тр. – Киев: Наук. Думка, 1984. – С. 11-15.

104. Рибкін В. В. Аналіз положення стрілочних з'їздів на залізницях України [Текст] / В. В. Рибкін, П. В. Панченко, С. О. Токарєв // Проблеми взаємодії колії та рухомого складу: праці Міжнародної науково-практичної конференції, яка присвячена 100-річчю професора Мойсея Абрамовича Фрішмана. – Д.: ДНУЗТ, 2013. – 108 с.

105. Рибкін В. В. Збірний залізобетонний брус для стрілочних з'їздів між паралельними коліями [Текст] / В. В. Рибкін, С. О. Токарєв // Збірник наукових праць Донецького ін-ту залізн. тр - ту. – Донецьк, 2012 – Вип. 31. – С. 212-218.

106. Рибкін В. В. Історичний аналіз теоретичних та експериментальних досліджень динаміки колії, стрілочних переводів та рухомого складу [Текст] / В. В. Рибкін, П. В. Панченко, С. О. Токарєв // Збірник наукових праць Донецького ін-ту залізн. тр - ту. – Донецьк, 2012. – Вип. 32. – С. 277-288.

107. Рыбкин В. В. Уравнения пространственных колебаний при движении экипажа по пути с детерминированными неровностями [Текст] / В. В. Рыбкин, А. П. Трякин, В. А. Маковский, А. Б. Рабинович // Исследования взаимодействия пути и подвижного состава. Межв. сб. трудов, вып. 198/20. – Днепропетровск, 1978. – С. 97-110.

108. Ромен Ю. С. О нелинейных колебаниях железнодорожного экипажа в кривых произвольного очертания [Текст] // Труды ВНИИЖТа. – М.: Транспорт, 1967. – Вып. 347. – С. 5-26.

109. Ромен Ю. С. Применение методов математического моделирования для исследования взаимодействия подвижного состава и пути [Текст] / Ю. С. Ромен, В. Е. Николаев // Сб. науч. тр. ВНИИЖТа. – М.: Транспорт, 1989. – С. 137-144.

110. Рухомий склад залізниць [Текст]. Норми допустимого впливу на залізничну колію 1520 мм: ДСТУ 7571:2014. – [Чинний від 2014-02-12]. – Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. – 33 с. – (Національний стандарт України).

111. Савлук В. Є. Технічні вказівки з проведення натурних випробувань рухомого складу щодо впливу на колію та стрілочні переводи [Текст] / В. Є Савлук, В. В. Рибкін, А. М. Патласов. – Київ, 2010. – 17 с.

112. Савлук В. Е. Комплексные динамические и по воздействию на путь и стрелочные переводы испытания тепловоза ЗТЭ116У-001 / В. Е. Савлук, Е. А. Торопина // Проблемы та перспективи розвитку залізн. трансп.: тези доп. 74 міжнар. наук.-практ. конф. (15.05–16.05.2014) / М-во освіти та науки України, Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2014. – С. 274–275.

113. Семенов И. И. Об упругих неровностях рельсовых нитей в пределах стрелочного перевода [Текст] / И. И. Семенов // Труды ЛИИЖТа. – 1963. – Вып. 211. – С. 158-179.

114. Симон А. А. Содержание стрелочных переводов новых конструкций [Текст] / А. А. Симон, Е. К. Смыков. – М.: Транспорт, 1972. – 152 с.

115. Соколов М. М. Динамическая нагруженность вагона [Текст] / М. М. Соколов, В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. – М.: Транспорт, 1981. – 207 с.

116. Степнов М. Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний [Текст] / М. Н. Степнов. - М.: Машиностроение, 1985. – 223 с.

117. Стратегічний план розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року [Електронний ресурс] / Затверджено: наказ Міністерства інфраструктури України від 21 грудня 2015 № 547. – Режим доступу: <http://mtu.gov.ua/files/Стратегія%20Наказ%20547.pdf>

118. Технічні вказівки щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірювальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії [Текст]. ЦПО267: затв. наказом Укрзалізниці від 01.02.2012, № 033-Ц, – К., 2012. – 32 с.

119. Технічні вказівки з правил вхідного контролю приймання матеріалів верхньої будови колії [Текст]. ВНДУЗ 32.205.001-2012 ЦП. ЦП-0272: затв. наказом Укрзалізниці від 30.03.2012 № 108-Ц / М-во інфраструктури України, Держадміністрація залізничного транспорту України, Укрзалізниця, ДП «Науково-конструкторське технологічне бюро колійного господарства Укрзалізниці». - К.: НВП Поліграфсервіс, 2012. - 411 с.

120. Ушкалов В. Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств [Текст] / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, В. С. Иккол, и др. АН УССР. Ин-т техн. Механики. – Киев: Наук. Думка, 1989. – 240 с.

121. Ушкалов В. Ф. О Построении частотных характеристик транспортных экипажей с сухим трением в рессорном подвешивании [Текст] / В. Ф. Ушкалов // Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта / Материалы научно – технического совещания / Под редакцией В. А. Лазаряна. – Киев, Наукова думка, 1974. – 200 с.

122. Формалев В. Ф. Численные методы [Текст] / В. Ф. Формалев, Д. Л. Ревизников. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 400 с.

123. Фришман М. А. Влияние сил сухого трения в пути на силы взаимодействия между колесом и рельсом при движении четырехосных вагонов по неровностям пути [Текст] / М. А. Фришман, Л. Я. Воробейчик, Р. Б. Грановский, В. Д. Данович, Р. С. Липовский // Труды ДИИТа, вып. 99. – М.: Транспорт, 1969. – С. 20-25.

124. Фришман М. А. Выбор расчётной схемы для определения вертикальных сил при движении экипажа по стрелочному переводу [Текст] / М. А. Фришман, Р. С. Липовский, В. П. Гнатенко, Н. П. Кущенко // Труды ДИИТа, вып. 167/16. – Днепропетровск, 1975. – С. 25-30.

125. Фришман М. А. Ещё раз к вопросу об определении модуля упругости подрельсового основания [Текст] / М. А. Фришман, И. С. Леванков // Труды ДИИТа, вып. 57. – Днепропетровск, 1965. – С. 4-8.

126. Фришман М. А. Как работает путь под поездами [Текст] / М. А. Фришман. – М.: Транспорт, 1983. – 168 с.

127. Хейман Х. Направление рельсовых экипажей рельсовой колеи [Текст] / Х. Хейман. – М.: Трансжелдориздат, 1957. – 415 с.
128. Хусидов В. В. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ [Текст] / В. В. Хусидов, А. А. Хохлов, Г. И. Петров, В. Д. Хусидов. – М.: МИИТ, 2001. – 162 с.
129. Чибизова Н. Г. Исследования на АВМ воздействия грузового полувагона на путь в кривых с неровностями в плане [Текст] // Труды ВНИИЖТа. – М.: Транспорт, 1967. – Вып. 347. – С. 38-53.
130. Чибизова Н. Г. Решение на АВМ частной задачи бокового воздействия грузового полувагона на путь в кривой в зоне горизонтальной неровности [Текст] // Труды ВНИИЖТа. – М.: Транспорт, 1967. – Вып. 347. – С. 33-37.
131. Экспериментальная оценка динамических качеств тепловозов ТГМ6А в условиях их эксплуатации на путях промтранспорта [Текст] / А. М. Бондарев, В. Л. Горобец, И. М. Грушак и др. // Збірник наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорту: Серія «Транспортні системи та технології». – Вып. 4. – К.: КУЕТТ, 2003. – С. 13-21.
132. Яковлев В. Ф. Исследование сил взаимодействия колеса и рельса с учётом нелинейных односторонних связей и переменных масс / В. Ф. Яковлев // Сб. науч. тр. ЛИИЖТа. – Л.: 1964. – Вып. 233. – С. 46-95.
133. Яковлев В. Ф. О параметрах расчётной схемы сил взаимодействия в контакте колеса и рельса / В. Ф. Яковлев // Сб. науч. тр. ЛИИЖТа. – Л.: 1964. – Вып. 222. – С. 187-211.
134. Amurrio Ferrocarril y Equipos S.A. supplies High Speed Turnouts for the Meca-Medina Line [Электронный ресурс] / Mafex Magazine, Issue 3, April 2015. – P. 74. – Режим доступа: <http://magazine.mafex.es/wp-content/uploads/2015/04/Mafex-Magazine03-en.pdf.pdf>.
135. Ahmed A. Shabana Railroad vehicle dynamics. A Computational Approach [Текст] / Ahmed A. Shabana, Khaled E. Zaazaa, Hiroyuki Sugiyama. – Taylor & Francis Group – CRC Press, 2008. – P. 343.

136. Esveld C. Modern Railway Track [Текст]: second edition / C. Esveld. – Zaltbommel, MRT Productions, 2001. Zaltbommel. – 653 p.
137. Iwnicki S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics [Текст] / S. Iwnicki. – CRC Press, 2006. – 548 p.
138. Laczynski J. Rozjazdy kolejowe [Текст] / J. Laczynski. – Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1976. – 566 s.
139. Lichtberger B. Handbuch Gleis [Текст]: Unterbau, Oberbau, Instandhaltung, Wirtschaftlichkeit / B. Lichtberger. – Hamburg: Tetzlaff Verlag, 2003. – 562 p.
140. Patlasov O. M. Establishment of the permissible train speed on the curved turnouts [Текст] / O. M. Patlasov, S. O. Tokariiev, Ye. O. Patlasov // Наука та прогрес транспорту. – 2016. – № 2 (62). – P. 98-108. – doi: 10.15802/stp2016/67318.
141. Patlasov O. M. The measurement methodology improvement of the horizontal irregularities in plan [Текст] / O. M. Patlasov, S. O. Tokariiev // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 4 (58). – P. 121-131. doi: 10.15802/stp2015/49219.
142. Stephen L. Campbell. Modeling and Simulation in Scilab/Scicos with ScicosLab 4.4 [Текст]: second edition / S. L. Campbell, J-P. Chancelier, R. Nikoukhah. – Springer, 2010. – 330 p.

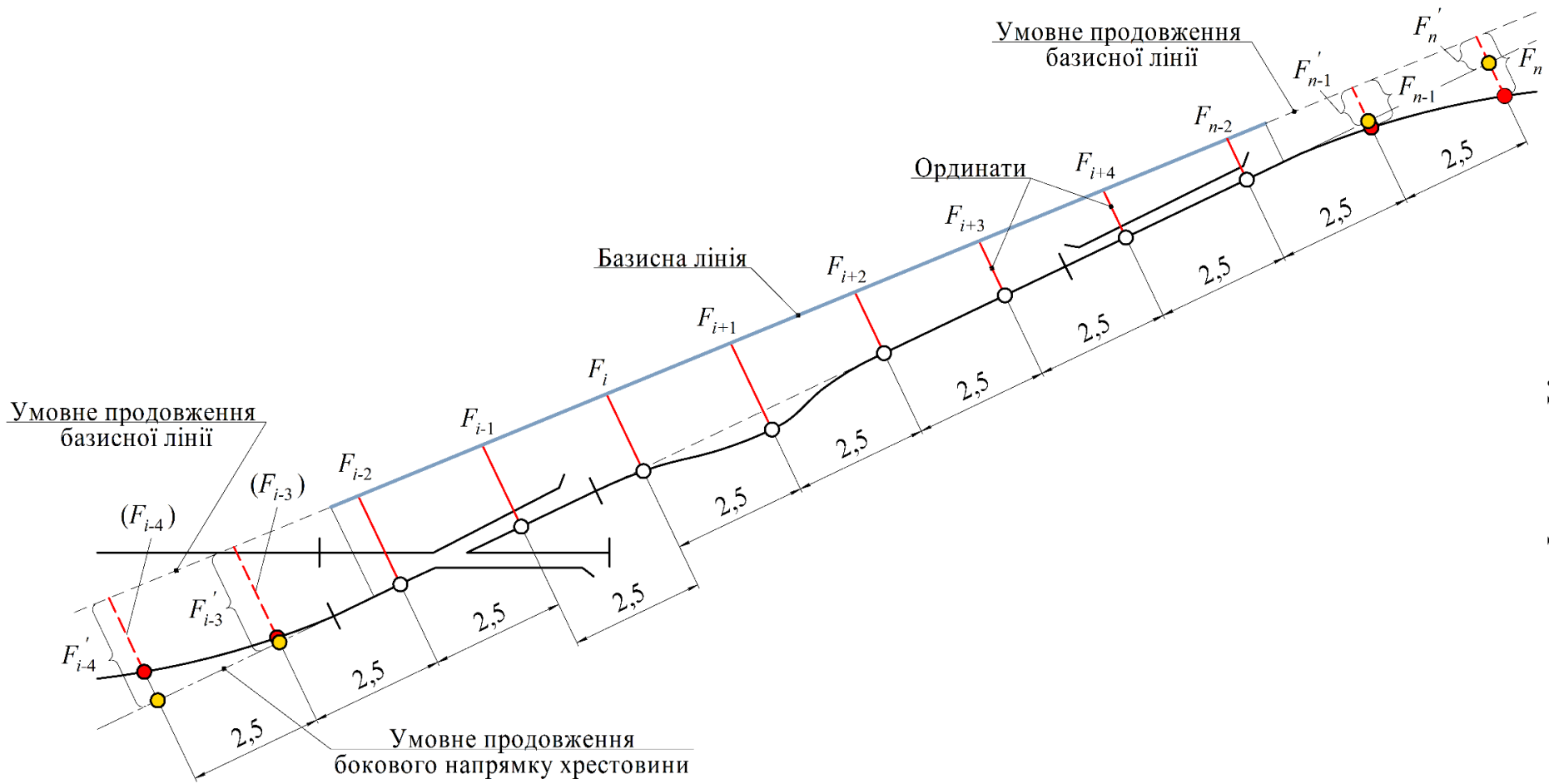


Рис. А.1. Схема екстраполяції для отримання ординат в хвості хрестовини

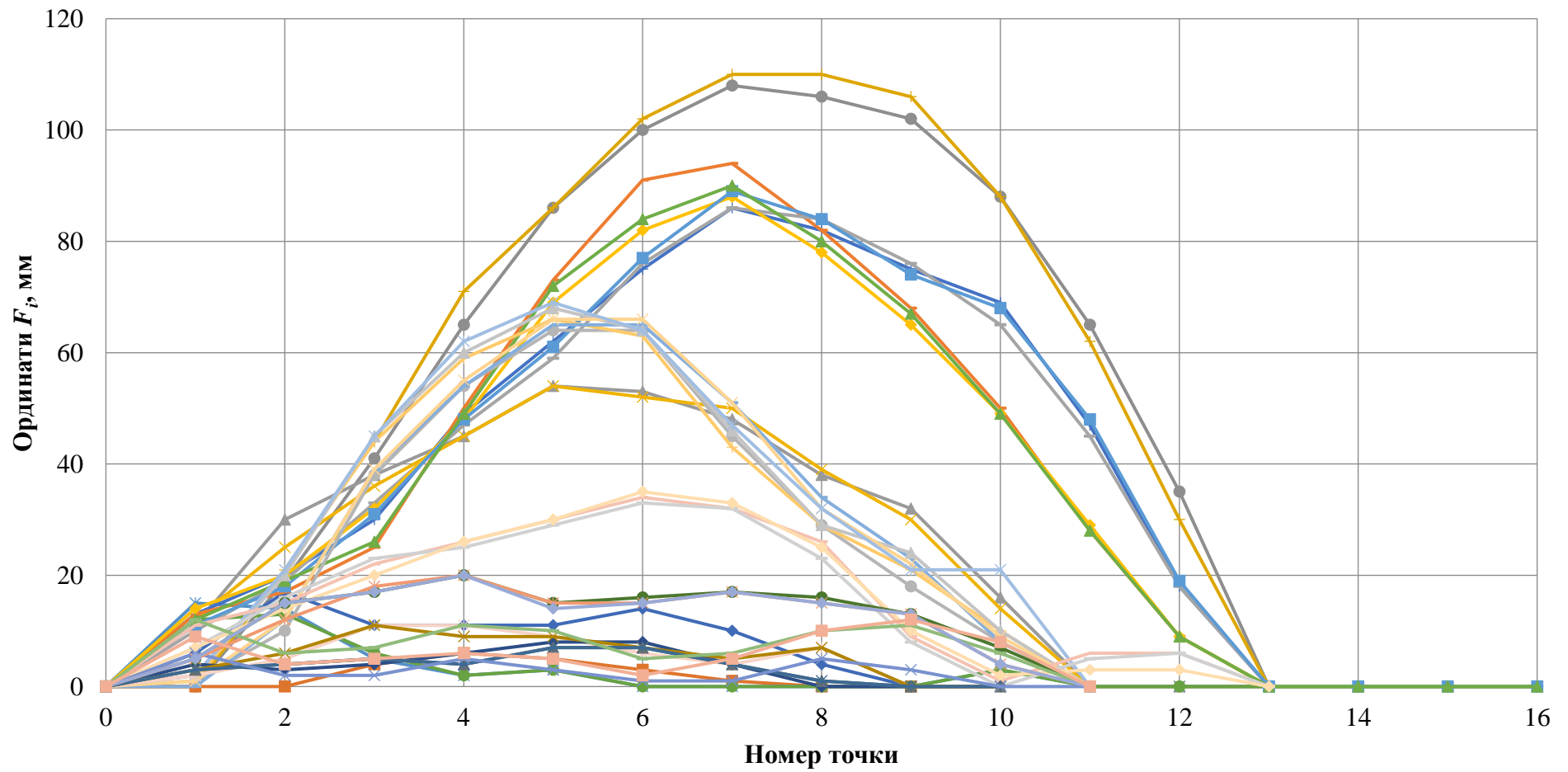


Рис. А.2. Характер зміни ординат з'єднувальної частини стрілочного з'їзду по довжині² при різному міжколійї

² Відстань між двома суміжними точками складає 2,5 м

ДОДАТОК Б

Розрахункова схема піввагона

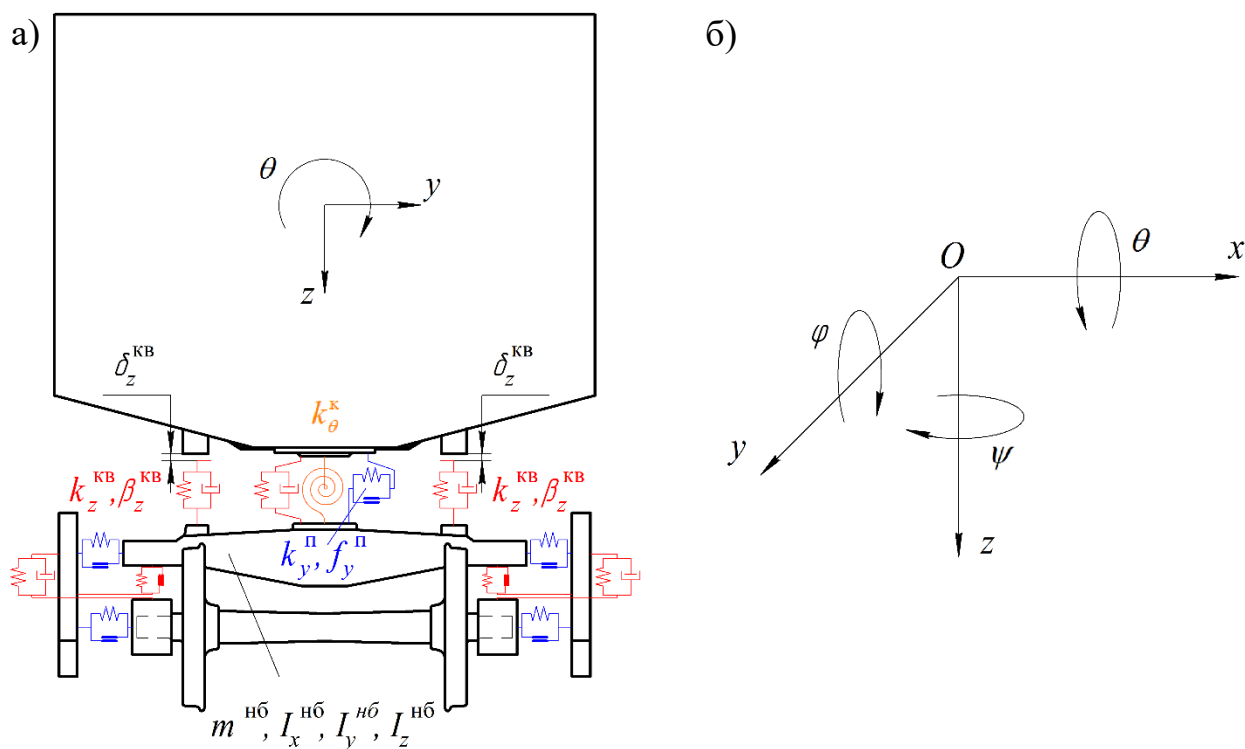


Рис. Б.1. Розрахункова схема піввагона (а) на візках моделі 18-100
(вид спереду) та прийнята система координат (б)

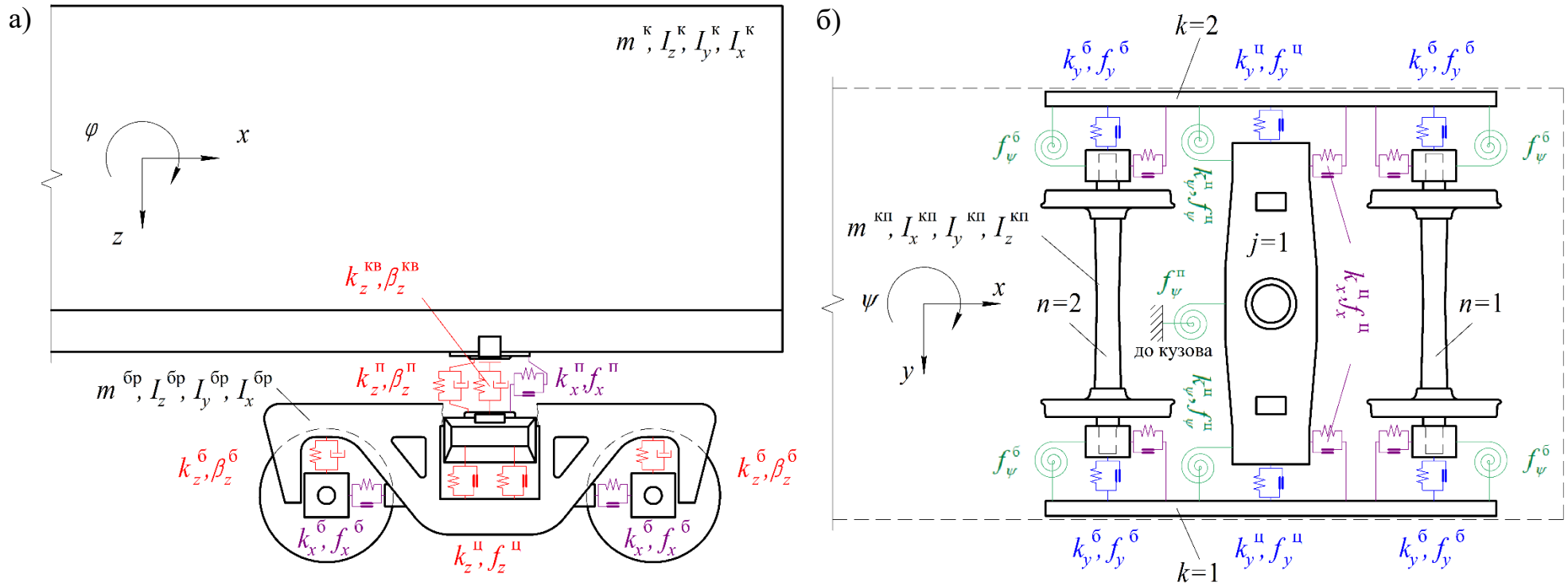


Рис. Б.2. Схема піввагона на візках моделі 18-100:

а) вид збоку; б) вид зверху

ДОДАТОК В

Оцінка постійної та змінної величині жорсткості колії на рівень додаткових сил

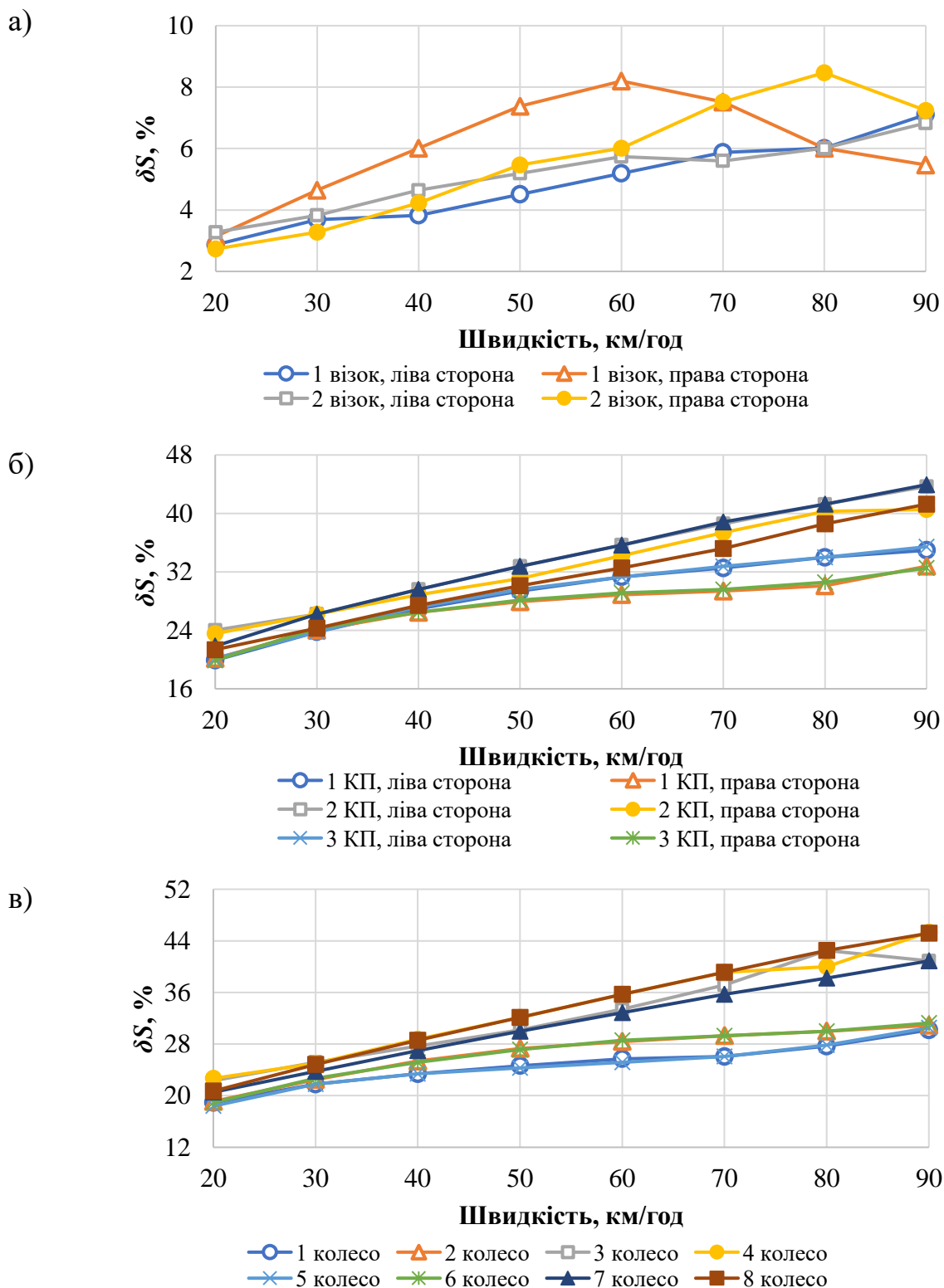


Рис. В.1. Динамічні імпульсні добавки (порожній режим):

- а) до сил, що діють на підресорену масу; б) до сил, що діють на непідресорену масу;
в) до сил, що діють на колію*

*Примітка: для правої сторони за напрямком руху позначено непарні колеса, для лівої – парні.

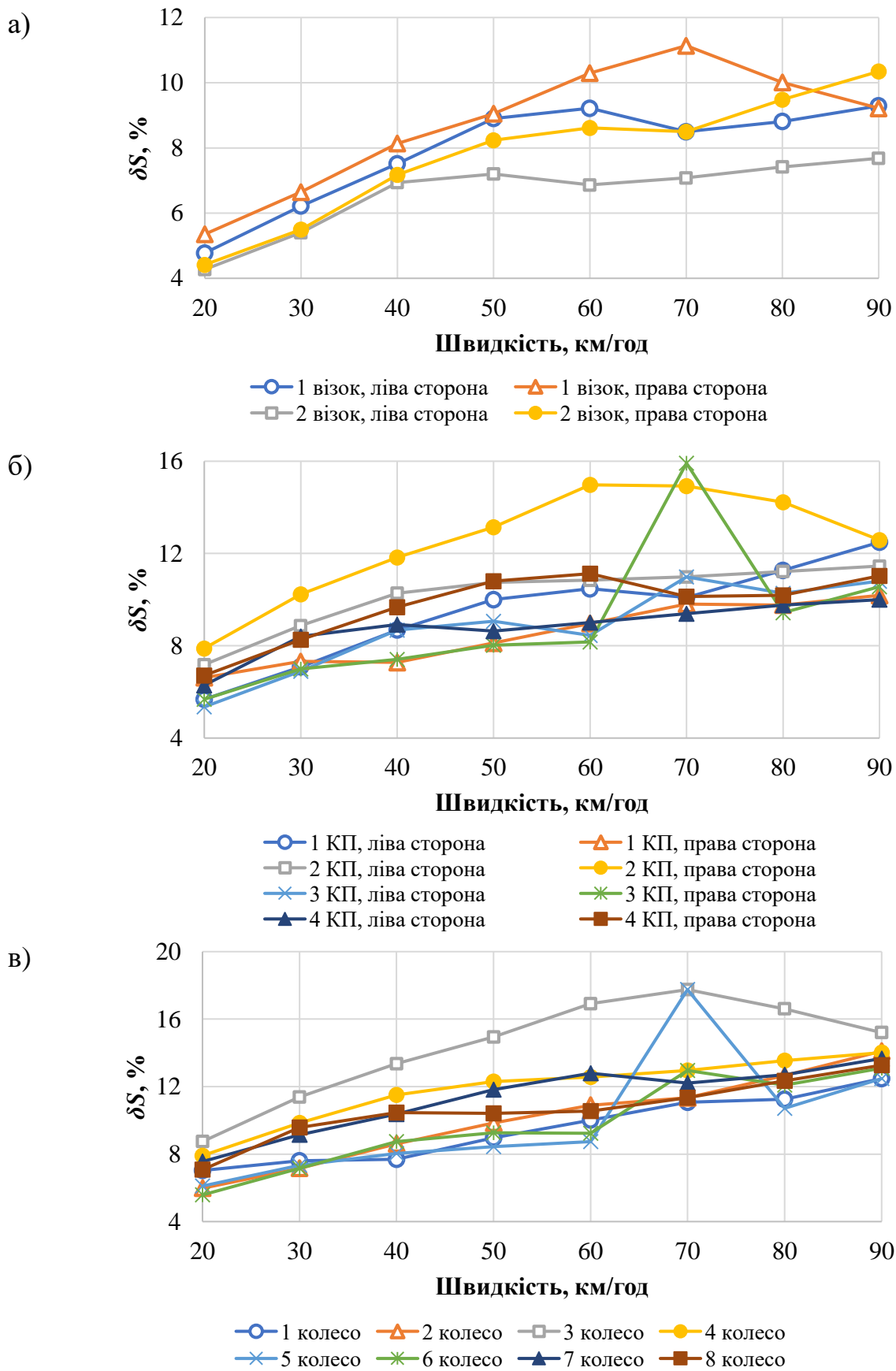
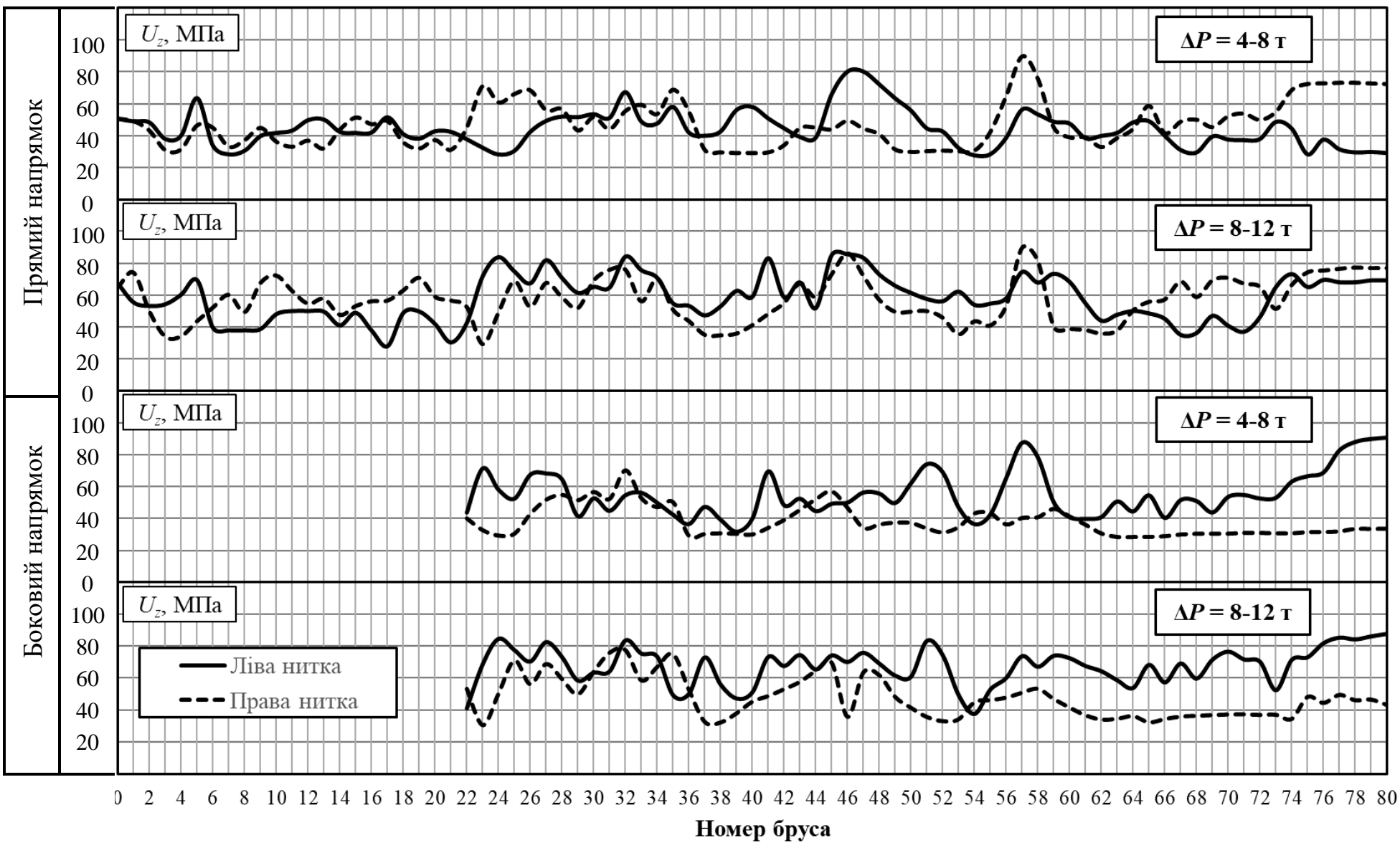


Рис. В.2. Динамічні імпульсні добавки (вантажний режим):

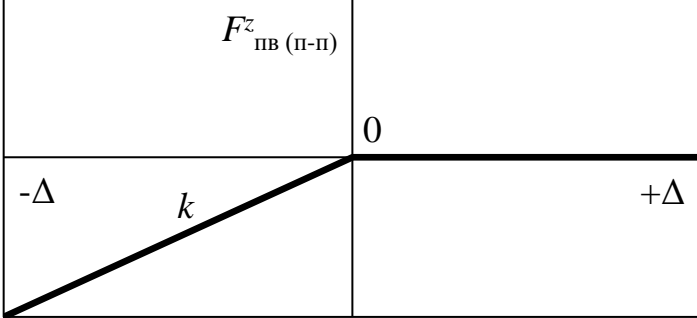
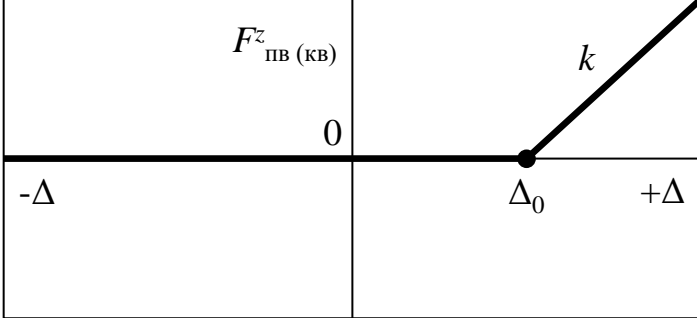
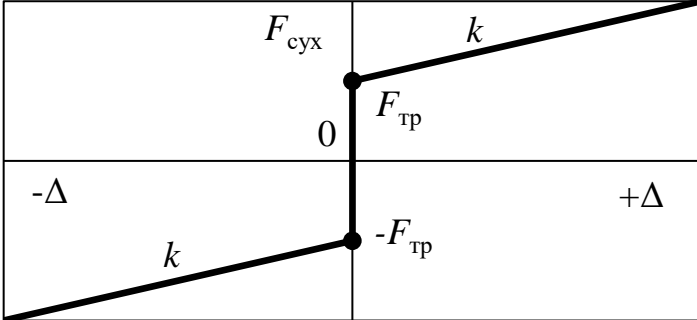
- а) до сил, що діють на підресорену масу; б) до сил, що діють на непідресорену масу;
в) до сил, що діють на колію



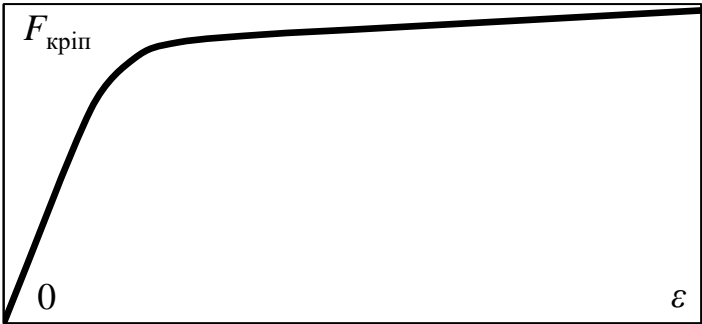
Характеристики зв'язків, які використовувались для побудови моделі

Назва зв'язку	Залежність «зусилля – деформація»	
	аналітична	графічна
1	2	3
Пружно-в'язкий лінійний	$F_{пв} = k\Delta + \beta\dot{\Delta}$ <p>або</p> $F_{пв} = f(k, \beta, \Delta, \dot{\Delta})$ <p>де $\Delta, \dot{\Delta}$ – деформації та швидкість деформації одному з трьох лінійних або кутових напрямках.</p>	
Пружно-в'язкий білінійний	$F_{пвб} = \begin{cases} F_l + k_1(\Delta - \Delta_l) + \beta\dot{\Delta}, & \text{якщо } \Delta \leq \Delta_l \\ F_l + k_2(\Delta - \Delta_l) + \beta\dot{\Delta}, & \text{якщо } \Delta_l < \Delta < \Delta_r \\ F_r + k_3(\Delta - \Delta_r) + \beta\dot{\Delta}, & \text{якщо } \Delta \geq \Delta_r \end{cases}$ <p>або</p> $F_{пвб} = f(k_1, k_2, k_3, \Delta_l, \Delta_r, S_l, S_r, \beta, \Delta, \dot{\Delta}),$ <p>де k_1, k_2, k_3 – жорсткість на відповідних ділянках зв'язку; $\Delta_l, F_l, \Delta_r, F_r$ – координати точок, в яких виникає зміна жорсткості.</p>	

Продовження таблиці Д.1

1	2	3
<p>Пружно-в'язкий нелінійний вертикальний зв'язок між кузовом та надресорною балкою в зоні п'ятник-підп'ятник</p>	$F_{\text{пв(п-п)}}^z = \begin{cases} 0, & \text{якщо } \Delta > 0 \\ k\Delta + \beta\dot{\Delta}, & \text{якщо } \Delta \leq 0 \end{cases}$ <p>або</p> $F_{\text{пв(п-п)}}^z = f(k, \beta, \Delta, \dot{\Delta}).$	
<p>Пружно-в'язкий нелінійний вертикальний зв'язок між кузовом та надресорною балкою в зоні ковзунів</p>	$F_{\text{пв(кв)}}^z = \begin{cases} 0, & \text{якщо } \Delta - \Delta_0 < 0 \\ k(\Delta - \Delta_0) + \beta\dot{\Delta}, & \text{якщо } \Delta - \Delta_0 \geq 0 \end{cases}$ <p>або</p> $F_{\text{пв(кв)}}^z = f(k, \beta, \Delta_0, \Delta, \dot{\Delta}),$ <p>де Δ_0 – початковий зазор у ковзуні.</p>	
<p>Нелінійний зв'язок типу «сухе тертя»</p>	$F_{\text{сух}} = k\Delta + F_{\text{тр}} \operatorname{sgn}(\dot{\Delta}), \quad F_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} N$ <p>або</p> $F_{\text{сух}} = f(k, f_{\text{тр}}, N, \Delta, \dot{\Delta}),$ <p>де $F_{\text{тр}}$ – амплітудне значення сили сухого тертя при навантаженні; $f_{\text{тр}}$ – коефіцієнт сухого тертя; N – сила, яка діє по нормалі до поверхні тертя.</p>	

Закінчення таблиці Д.1

1	2	3
<p>Силовий зв'язок між колесом та рейкою - кріп</p>	$F_{\text{кріп } ij} = -S_{kij} \varepsilon_{ij}$ <p>або</p> $F_{\text{кріп } ij} = f \left(\begin{matrix} P_{\text{дин } i}, r, y_i^{\text{нер}}, y_i^{\text{кп}}, \dot{y}_i^{\text{кп}}, \psi^{\text{кп}}, \dot{\psi}^{\text{кп}}, \\ \theta^{\text{кп}}, \dot{\theta}^{\text{кп}}, n_1, n_2, y_i^{\text{р}}, \dot{y}_i^{\text{р}}, c \end{matrix} \right)$ <p>де S_{kij} – коефіцієнт кріпа; ε_{ij} – відносна швидкість проковзування колеса по рейці; i, j – номер колеса та номер точки контакту; $P_{\text{дин } i}$ – динамічна вертикальна сила у точках контакту колеса та рейки; r – радіус середнього кола кочення колеса; $y_i^{\text{кп}}, \dot{y}_i^{\text{кп}}$ – віднос та швидкість відносу колісної пари; $\psi^{\text{кп}}, \dot{\psi}^{\text{кп}}$ – виляння та швидкість виляння колісної пари; $\theta^{\text{кп}}, \dot{\theta}^{\text{кп}}$ – бокове хитання та швидкість бокового хитання колісної пари; n_1, n_2 – тангенс кута нахилу бандажа гребеня колеса; $y_i^{\text{р}}, \dot{y}_i^{\text{р}}$ – віджимання та швидкість віджимання рейки; c – номінальне значення зазору між гребенем колеса і голівкою рейки.</p>	 <p>The graph plots the creep force $F_{\text{кріп}}$ on the vertical axis against the relative sliding velocity ε on the horizontal axis. The curve begins at the origin (0,0) and increases rapidly, following a concave-down path. After a certain point, the curve levels off and becomes nearly horizontal, indicating that the creep force reaches a maximum value and remains constant for higher relative sliding velocities.</p>

ДОДАТОК Е

Диференційні рівняння рівноваги тіл системи

Для надресорної балки (рис. Е.1) диференційні рівняння рівноваги будуть приймати наступний вигляд:

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}^{\text{нб}} \\ \ddot{y}^{\text{нб}} \\ \ddot{x}^{\text{нб}} \\ \ddot{\psi}^{\text{нб}} \\ \ddot{\varphi}^{\text{нб}} \\ \ddot{\theta}^{\text{нб}} \end{bmatrix} = f \begin{pmatrix} \psi^{\text{нб}}, \varphi^{\text{нб}}, \theta^{\text{нб}}, \\ I_z^{\text{нб}}, I_y^{\text{нб}}, I_x^{\text{нб}}, \\ F_z^{\text{нб}}, F_y^{\text{нб}}, F_x^{\text{нб}}, \\ M_z^{\text{нб тор}}, M_y^{\text{нб тор}}, M_x^{\text{нб тор}}, \\ I_z^{\text{нб}}, I_y^{\text{нб}}, I_x^{\text{нб}}, m^{\text{нб}} \end{pmatrix}. \quad (\text{Е.1})$$

При цьому, відповідно до ступенів вільності для надресорної балки $\ddot{\varphi}^{\text{нб}} = 0$. Також для спрощення у формулі Е.1 опущено індекс « j », що показує належність до відповідної надресорної балки. У тих випадках, коли необхідно підкреслити належність величини (сили, моменту сил тощо) до відповідної надресорної балки, вищевказаний індекс буде показано.

Відстані відносно центра ваги, які характеризують місця розташування сил становлять:

$$\begin{aligned} [I_{z,x}^{\text{нб}}(1:5)]^T &= \mathbf{Z}; \quad I_y^{\text{нб}}(1:2) = I_y^{\text{к}}(1:2), \quad [I_y^{\text{нб}}(3:4)]^T = (-1)^{i+1} b^{\text{ц}}, \\ I_{y,j}^{\text{нб}}(5) &= I_y^{\text{к}}(4+j), \quad i = \overline{1,2}, \quad j = \overline{1,2}. \end{aligned}$$

де \mathbf{Z} – нульовий вектор-рядок, розміром 1×5 ;

$b^{\text{ц}}$ – половина відстані в поперечному напрямку між осями комплектів ресорного підвішування;

i – номер відповідної сили (або моменту сил), що діє на тіло системи;

j – номер надресорної балки за напрямком осі x .

Вектори сил у формулі (Б.1) представляють собою наступні значення:

$$[F_{z,y,x}^{\text{нб}}(1:5)]^T = S_{z,y,x}^{\text{нб}} i, \quad i = \overline{1,5}.$$

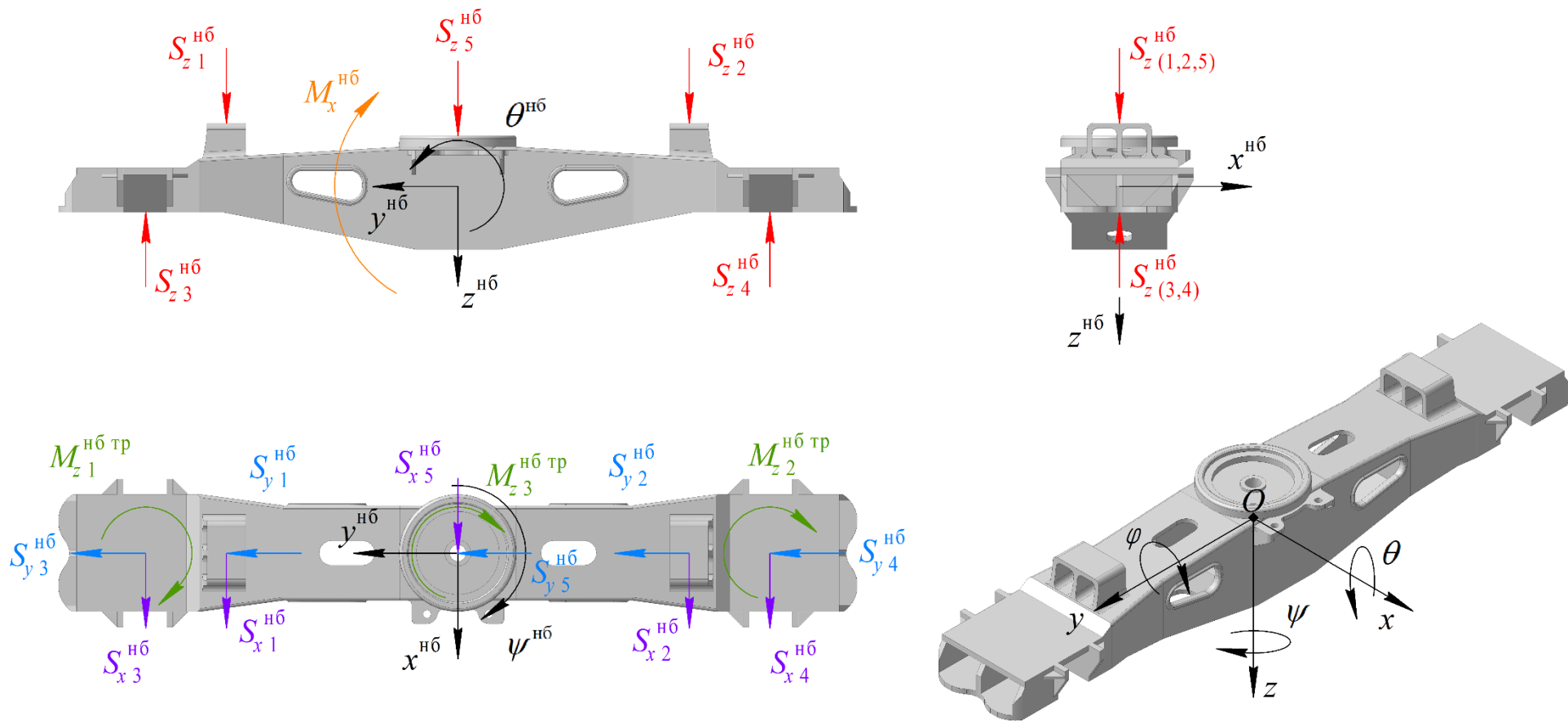


Рис. Е.1. Система сил та моментів, що діє на надресорну балку

При цьому:

$$\begin{aligned} S_{z,y,x}^{\text{нб}}(1:2) &= -S_{z,y,x}^{\text{к}}(2j-1:2j), \\ S_{z,y,x}^{\text{нб}}(3:4) &= f(k_{z,y,x}^{\text{п}}, \beta_{z,y,x}^{\text{п}}, \mu_{z,y,x}^{\text{п}}, F_0^{\text{п тр}}, \Delta_{z,y,x}^{\text{п}}, \dot{\Delta}_{z,y,x}^{\text{п}}), \\ S_{z,y,x}^{\text{нб}}(5) &= -S_{z,y,x}^{\text{к}}(4+j), i = \overline{3,4}, j = \overline{1,2}, \end{aligned}$$

де $F_0^{\text{п тр}}$ – амплітудне значення сил сухого тертя, $F_0^{\text{п тр}} \approx 0,25(m^{\text{к}} + 2m^{\text{нб}})g$.

У формулі (Б.1) вектори моментів становлять:

$$\left[\mathbf{M}_z^{\text{нб тор}} \right]^{\text{T}} = M_{zi}^{\text{нб тр}}; \mathbf{M}_y^{\text{нб тор}} = 0; \mathbf{M}_x^{\text{нб тор}} = M_x^{\text{нб}}, i = \overline{1,3},$$

а їх значення визначаються як:

$$\begin{aligned} M_z^{\text{нб тр}}(1:2) \Big|_{(k_i,j) \wedge i=j} &= f(k_{\psi}^{\text{п}}, \beta_{\psi}^{\text{п}}, \mu_{\psi}^{\text{п}}, M_0^{\text{п тр}}, \Delta_{\psi}^{\text{п}}, \dot{\Delta}_{\psi}^{\text{п}}), \\ \Delta_{\psi}^{\text{п}} &= \psi_j^{\text{нб}} - \psi_k^{\text{бр}}, \dot{\Delta}_{\psi}^{\text{п}} = \dot{\psi}_j^{\text{нб}} - \dot{\psi}_k^{\text{бр}}, k = [\{1,2\}, \{3,4\}]; \\ M_{zj}^{\text{нб тр}}(3) &= -M_{zj}^{\text{к тр}}; \\ M_x^{\text{нб}} &= -0,5m^{\text{к}}gd_j, i = \overline{1,2}, j = \overline{1,2}, \end{aligned}$$

де $M_0^{\text{п тр}}$ – амплітудне значення моменту сил при повороті надресорної балки відносно бокової рами;

k – номер бокової рами за напрямком осі y та x .

Диференційні рівняння рівноваги бокової рами (рис. Е.2):

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}^{\text{бр}} \\ \ddot{y}^{\text{бр}} \\ \ddot{x}^{\text{бр}} \\ \ddot{\psi}^{\text{бр}} \\ \ddot{\varphi}^{\text{бр}} \\ \ddot{\theta}^{\text{бр}} \end{bmatrix} = f \begin{pmatrix} \psi^{\text{бр}}, \varphi^{\text{бр}}, \theta^{\text{бр}}, \\ I_z^{\text{бр}}, I_y^{\text{бр}}, I_x^{\text{бр}}, \\ F_z^{\text{бр}}, F_y^{\text{бр}}, F_x^{\text{бр}}, \\ M_z^{\text{бр тор}}, M_y^{\text{бр тор}}, M_x^{\text{бр тор}}, \\ I_z^{\text{бр}}, I_y^{\text{бр}}, I_x^{\text{бр}}, \\ m^{\text{бр}} \end{pmatrix}. \quad (\text{Е.2})$$

При цьому, для бокової рами $\ddot{\theta}^{\text{бр}} = 0$.

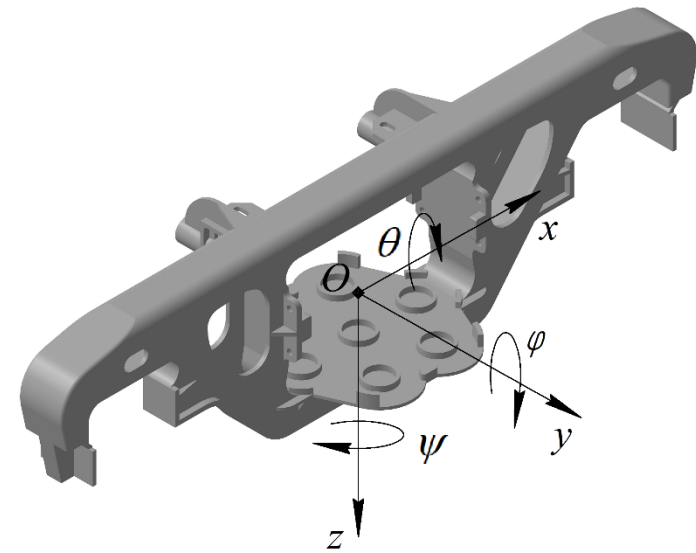
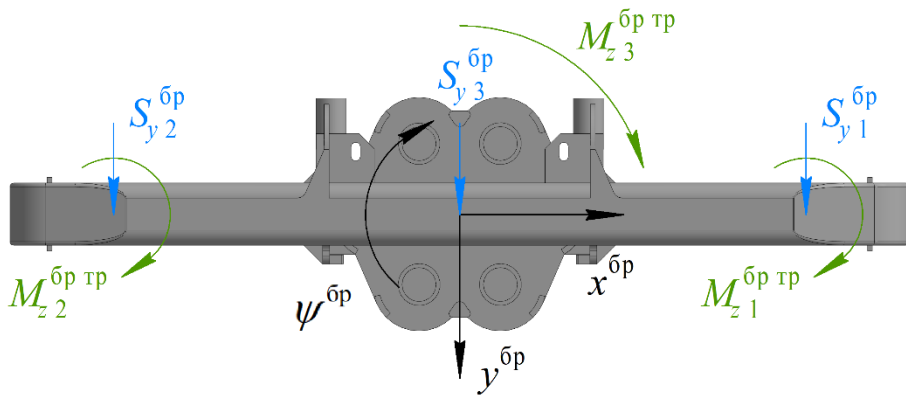
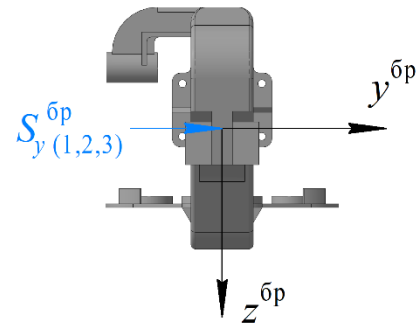
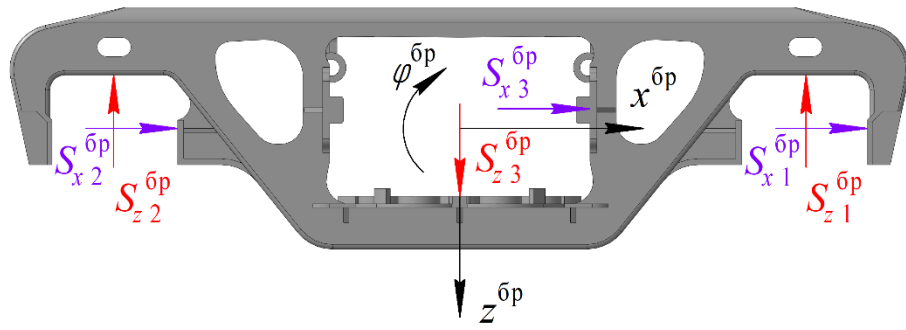


Рис. Е.2. Сили та моменти, які діють на бокову раму візка

Відстані відносно центра ваги бокової рами, які показують місця прикладання сил:

$$\begin{aligned} \left[\mathbf{l}_{z,y}^{\text{бр}}(1:3) \right]^T &= \mathbf{Z}; \\ \left[\mathbf{l}_x^{\text{бр}}(1:2) \right]^T &= (-1)^{i+1} l_1, \mathbf{l}_x^{\text{бр}}(3) = 0, i = \overline{1,2}, \end{aligned}$$

де l_1 – половина бази візка.

Вектори сил у формулі (Е.2) мають вигляд:

$$\left[\mathbf{F}_{z,y,x}^{\text{бр}}(1:3) \right]^T = S_{z,y,x}^{\text{бр}} i, i = \overline{1,3}.$$

При цьому:

$$\begin{aligned} S_z^{\text{бр}}(1:2) &= f(k_z^{\text{б}}, \beta_z^{\text{б}}, \Delta_{zi}^{\text{б}}, \dot{\Delta}_{zi}^{\text{б}}); \\ S_{y,x}^{\text{бр}}(1:2) &= f(k_{y,x}^{\text{б}}, \beta_{y,x}^{\text{б}}, \mu_{y,x}^{\text{б}}, F_0^{\text{бр тр}} + S_{zi}^{\text{бр}}, \Delta_{y,x}^{\text{б}}, \dot{\Delta}_{y,x}^{\text{б}}), i = \overline{1,2}, k = \overline{1,4}; \\ S_{z,y,x}^{\text{бр}}(3) \Big|_{(k_p,j) \wedge p=j} &= -S_{z,y,x}^{\text{нб}} \left\{ k_{pq} + 2[1 - (j+1 \bmod 2)] \right\}, \\ j &= \overline{1,2}, k = [\{1,2\}, \{3,4\}], (p,q) = \overline{1,2}, \end{aligned}$$

де $F_0^{\text{бр тр}}$ – амплітудне значення сил сухого тертя, $F_0^{\text{бр тр}} \approx 0,125(m^k + 2m^{\text{нб}} + 4m^{\text{бр}})g$.

Вектори моментів у формулі (Е.2) становлять:

$$\left[\mathbf{M}_z^{\text{бр тор}} \right]^T = M_{zi}^{\text{бр тр}}; \mathbf{M}_y^{\text{бр тор}} = 0; \mathbf{M}_x^{\text{бр тор}} = 0, i = \overline{1,3}.$$

Значення моментів:

$$\begin{aligned} M_{zk}^{\text{бр тр}}(1:2) \Big|_{k_p=n_p} &= f(k_{\psi}^{\text{б}}, \beta_{\psi}^{\text{б}}, \mu_{\psi}^{\text{б}}, M_0^{\text{бр тр}}, \Delta_{\psi}^{\text{б}}, \dot{\Delta}_{\psi}^{\text{б}}), \\ \Delta_{\psi}^{\text{б}} &= \psi_k^{\text{бр}} - \psi_n^{\text{кп}}, \dot{\Delta}_{\psi}^{\text{б}} = \dot{\psi}_k^{\text{бр}} - \dot{\psi}_n^{\text{кп}}; \\ M_{zk}^{\text{бр тр}}(3) \Big|_{(k_p,j) \wedge p=j} &= -M_{zj}^{\text{нб тр}}, j = \overline{1,2}, p = \overline{1,2}, (k,n) = [\{1,2\}, \{3,4\}], \end{aligned}$$

де $M_0^{\text{бр тр}}$ – амплітудне значення моменту сил при повороті бокової рами відносно колісної пари.

Диференційні рівняння рівноваги для однієї колісної пари (рис. Е.3):

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}^{\text{кп}} \\ \ddot{y}^{\text{кп}} \\ \ddot{x}^{\text{кп}} \\ \ddot{\psi}^{\text{кп}} \\ \ddot{\varphi}^{\text{кп}} \\ \ddot{\theta}^{\text{кп}} \end{bmatrix} = f \begin{pmatrix} \psi^{\text{кп}}, \varphi^{\text{кп}}, \theta^{\text{кп}}, \\ I_z^{\text{кп}}, I_y^{\text{кп}}, I_x^{\text{кп}}, \\ F_z^{\text{кп}}, F_y^{\text{кп}}, F_x^{\text{кп}}, \\ M_z^{\text{кп топ}}, M_y^{\text{кп топ}}, M_x^{\text{кп топ}}, \\ I_z^{\text{кп}}, I_y^{\text{кп}}, I_x^{\text{кп}}, \\ m^{\text{кп}} \end{pmatrix}. \quad (\text{E.3})$$

Для колісної пари $\ddot{\varphi}^{\text{кп}} = 0$.

Вектори координат прикладання сил відносно центра ваги колісної пари, що входять до складу виразу (E.3):

$$\begin{aligned} [I_{z,x}^{\text{кп}}(1:2)]^T &= \mathbf{Z}; [I_y^{\text{кп}}(1:2)]^T = (-1)^{i+1} b^\delta; \\ [I_z^{\text{кп}}(3:4)]^T &= r, [I_y^{\text{кп}}(3:4)]^T = (-1)^{i+1} S, [I_x^{\text{кп}}(3:4)]^T = \mathbf{Z}, i = \overline{1,2}, \end{aligned}$$

де b^δ – половина відстані в поперечному напрямку між буксами;

r – радіус середнього кола кочення колеса;

S – половина відстані (в поперечному напрямку) між площинами середніх кіл кочення коліс.

Величини r та S в загальному випадку є функцією від приросту радіуса колеса $[r, S] = f(\Delta r)$.

Вектори сил у формулі (E.3):

$$[F_{z,y,x}^{\text{кп}}]^T = S_{z,y,x}^{\text{кп}}, i = \overline{1,4}.$$

Значення сил, що діють на колісну пару, визначаються як:

$$\begin{aligned} S_{z,y,x}^{\text{кп}}(1:2) \Big|_{n_p=k_p} &= -S_{z,y,x}^{\text{бп}}(k_{ip}), i = \overline{1,2}, (k,n) = [\{1,2\}, \{3,4\}], p = \overline{1,2}; \\ S_{z,y,x}^{\text{кп}}(3:4) &= [Z^{\text{кп}}, Y^{\text{кп}}, X^{\text{кп}}]^{-T}; \end{aligned}$$

де $Z^{\text{кп}}, Y^{\text{кп}}, X^{\text{кп}}$ – сумарні сили, що діють на колісну пару збоку колії. Ці значення, в першу чергу, залежать від переміщення колісної пари та рейок, адже внаслідок горизонтального поперечного переміщення додатково можуть з'явитись точки контакту на гребені, що призводять до перерозподілу сил на лівому та правому колесі (рис. E.4).

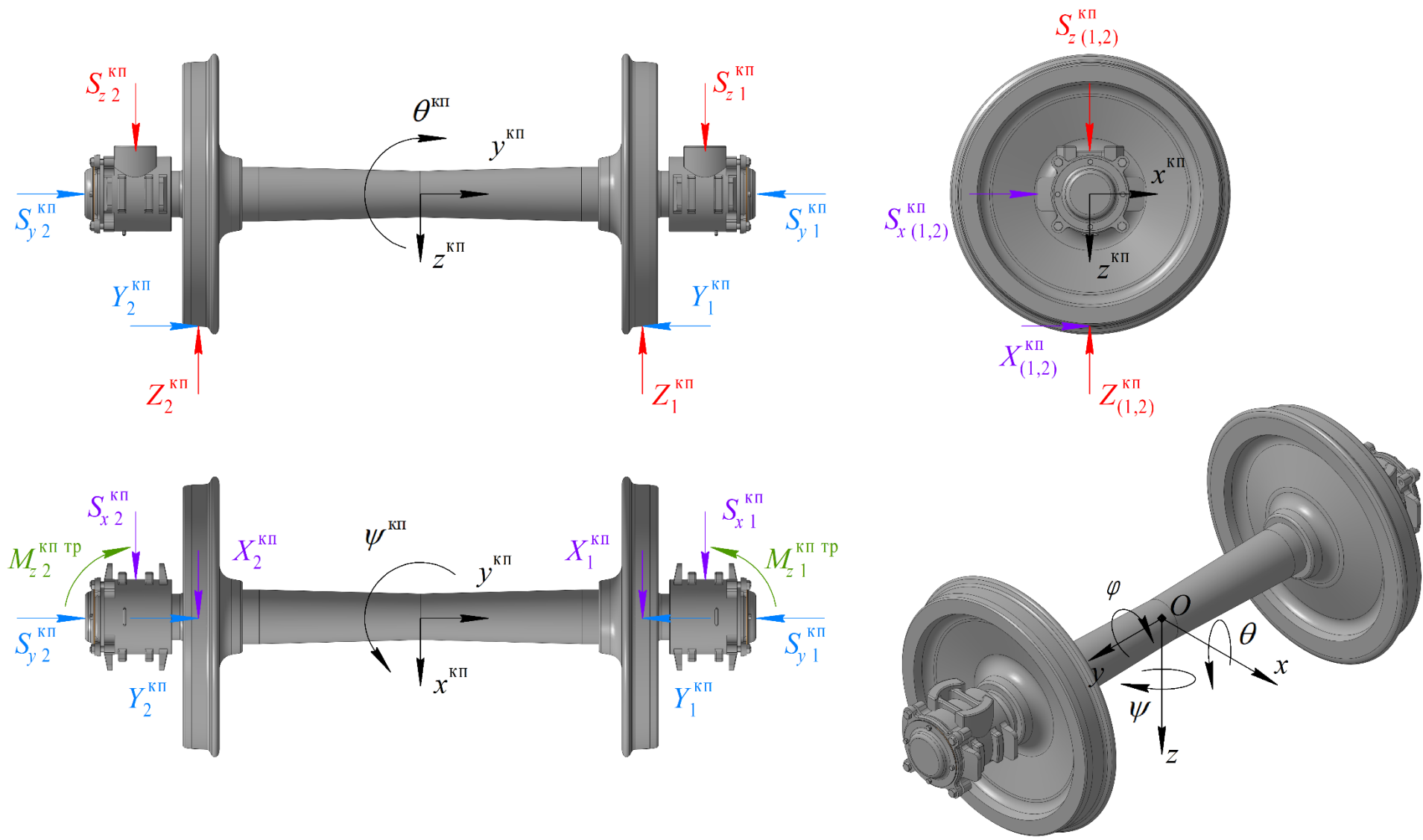


Рис. Е.3. Сили та моменти, що діють на колісну пару

$$Z^{кп} (1:2) = f(k_z^p, \beta_z^p, \Delta_{zi}^p, \dot{\Delta}_{zi}^p), i = \overline{1,2};$$

$$\left[N_{ij}^{кп}, H_{ij}^{кп} \right] = f \left(P_{ст}, Z^{кп} (1:2), r, y_i^{неp}, y^{кп}, \dot{y}^{кп}, \psi^{кп}, \dot{\psi}^{кп}, \theta^{кп}, \dot{\theta}^{кп}, n_1, n_2, y_i^p, \dot{y}_i^p, c \right),$$

Позначення для вищенаведених виразів всі складові докладно описано в п.3.1.3.2 основного тексту цього рукопису.

$$X^{кп} (1:2) = \sum_{j=1}^2 F_{xкрпij}^{кп},$$

$$Y^{кп} (1:2) = \sum_{j=1}^2 \left(H_{ij}^{кп} \cos(n_j) + (-1)^{i+1} N_{ij}^{кп} \sin(n_j) \right), i = \overline{1,2}, j = \overline{1,2}.$$

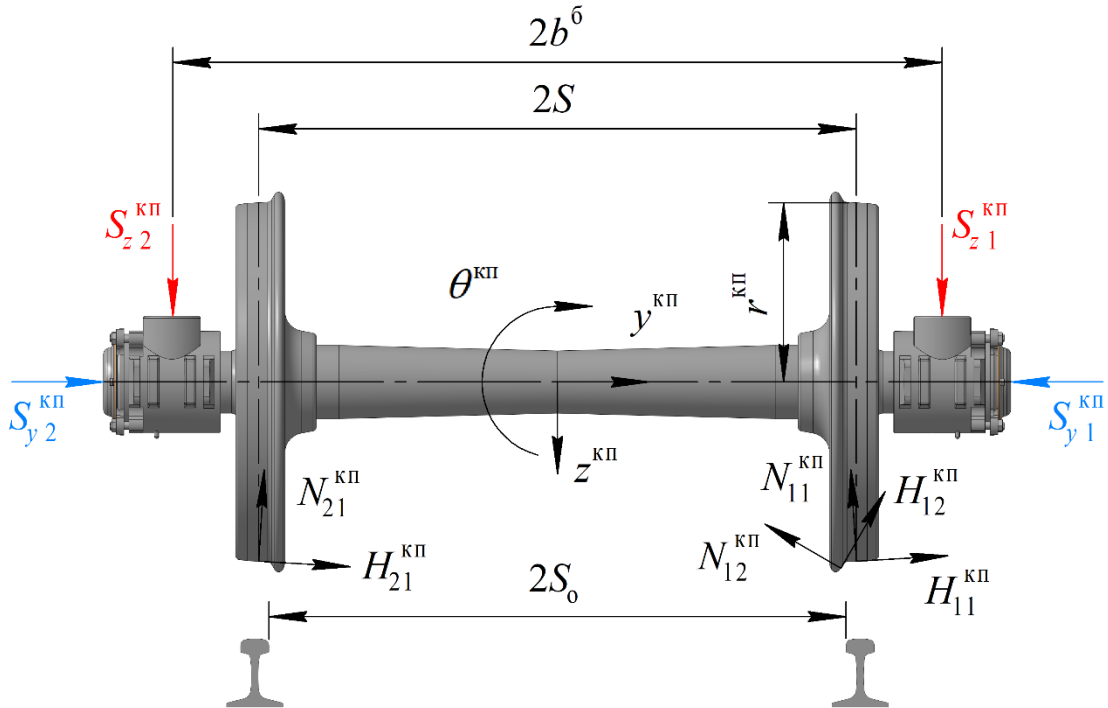


Рис. Е.4. Сили, що діють на одиничну колісну пару при одно- та двоточковому контакті

Вектори моментів у формулі (Б.4) становлять:

$$\left[M_z^{кп\ топ} \right]^T = M_{zi}^{бр\ тр}; M_y^{кп\ топ} = 0; M_x^{кп\ топ} = 0, i = \overline{1,2}.$$

Значення моментів у формулі (Б.4):

$$M_z^{кп} (1:2) \Big|_{n_p=k_p} = -M_{zk}^{бр} (k_{ip}), i = \overline{1,2}, (k,n) = [\{1,2\}, \{3,4\}], p = \overline{1,2}.$$

Диференційні рівняння рівноваги приведеної до одного колеса маси рейки (рис. Е.5) мають вигляд:

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}^p & \ddot{y}^p \end{bmatrix}^T = f(\mathbf{F}_z^p, \mathbf{F}_y^p, m_{\text{пр}}^p). \quad (\text{Е.5})$$

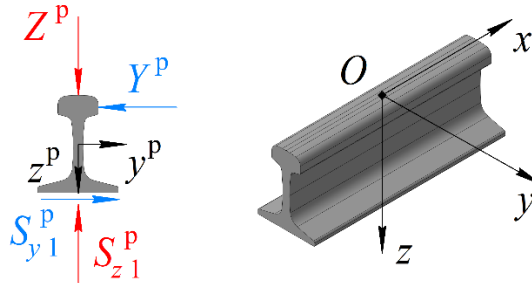


Рис. Е.5. Сили та моменти, що діють на рейку

Вектори сил, що входять до формули (Е.5):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F}_{z,y}^p \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} (Z, Y)^p & S_{z,y}^p \end{bmatrix}.$$

Значення сил, що діють на рейку:

$$(Z_s, Y_s)^p = -(Z_n, Y_n)^{\text{кр}}, \quad n = \overline{1,4}, \quad s = \overline{1,8},$$

$$S_{z,y}^p = f(k_z^{\text{кр}}, \beta_z^{\text{кр}}, \Delta_z^{\text{кр}}, \dot{\Delta}_z^{\text{кр}}).$$

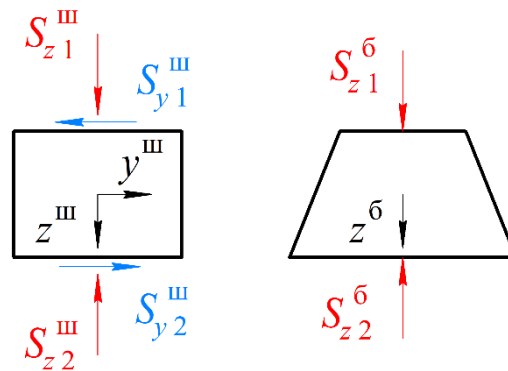


Рис. Е.6. Сили, які діють на шпалу та баласт відповідно

Диференційні рівняння рівноваги приведеної маси шпали або бруса (рис. Е.6):

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}^{\text{III}} & \ddot{y}^{\text{III}} \end{bmatrix} = f(\mathbf{F}_z^{\text{III}}, \mathbf{F}_y^{\text{III}}, m_{\text{пр}}^{\text{III}}). \quad (\text{Е.6})$$

Вектори сил, що входять до складу формули (Е.6):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F}_{z,y}^{\text{III}} \end{bmatrix}^T = S_{z,y}^{\text{III}}, \quad i = \overline{1,2}.$$

Значення сил, що діють на шпалу:

$$S_{z,y}^{\text{шп}}(1) = -S_{z,y}^{\text{р}},$$

$$S_{z,y}^{\text{шп}}(2) = f(k_{z,y}^{\text{шп}}, \beta_{z,y}^{\text{шп}}, \Delta_{z,y}^{\text{шп}}, \dot{\Delta}_{z,y}^{\text{шп}}).$$

Жорсткість шпальної основи $k_{z,y}^{\text{шп}}$ визначається за методикою, що докладно описано в Правилах розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість (ЦП-0117).

Диференційні рівняння рівноваги приведеної маси баласту (рис. Е.6):

$$\ddot{z}^{\text{шп}} = f(\mathbf{F}_z^{\text{бал}}, m_{\text{пр}}^{\text{бал}}). \quad (\text{Е.7})$$

Вектори сил, що входять до складу формули (Е.7):

$$[\mathbf{F}_z^{\text{бал}}]^T = S_{zi}^{\text{бал}}, i = \overline{1,2}.$$

Значення сил, що діють на шпалу:

$$S_z^{\text{бал}}(1) = -S_z^{\text{шп}}(2),$$

$$S_z^{\text{бал}}(2) = f(k_z^{\text{бал}}, \beta_z^{\text{бал}}, y_z^{\text{бал}}, \dot{y}_z^{\text{бал}}).$$

Жорсткість шпальної основи (баласту) розраховується за загальноприйнятою методикою, описаною в ЦП-0117.

ДОДАТОК Ж

Блочні діаграми розв'язку диференційних рівнянь в середовищі візуального моделювання Scicos (Xcos)

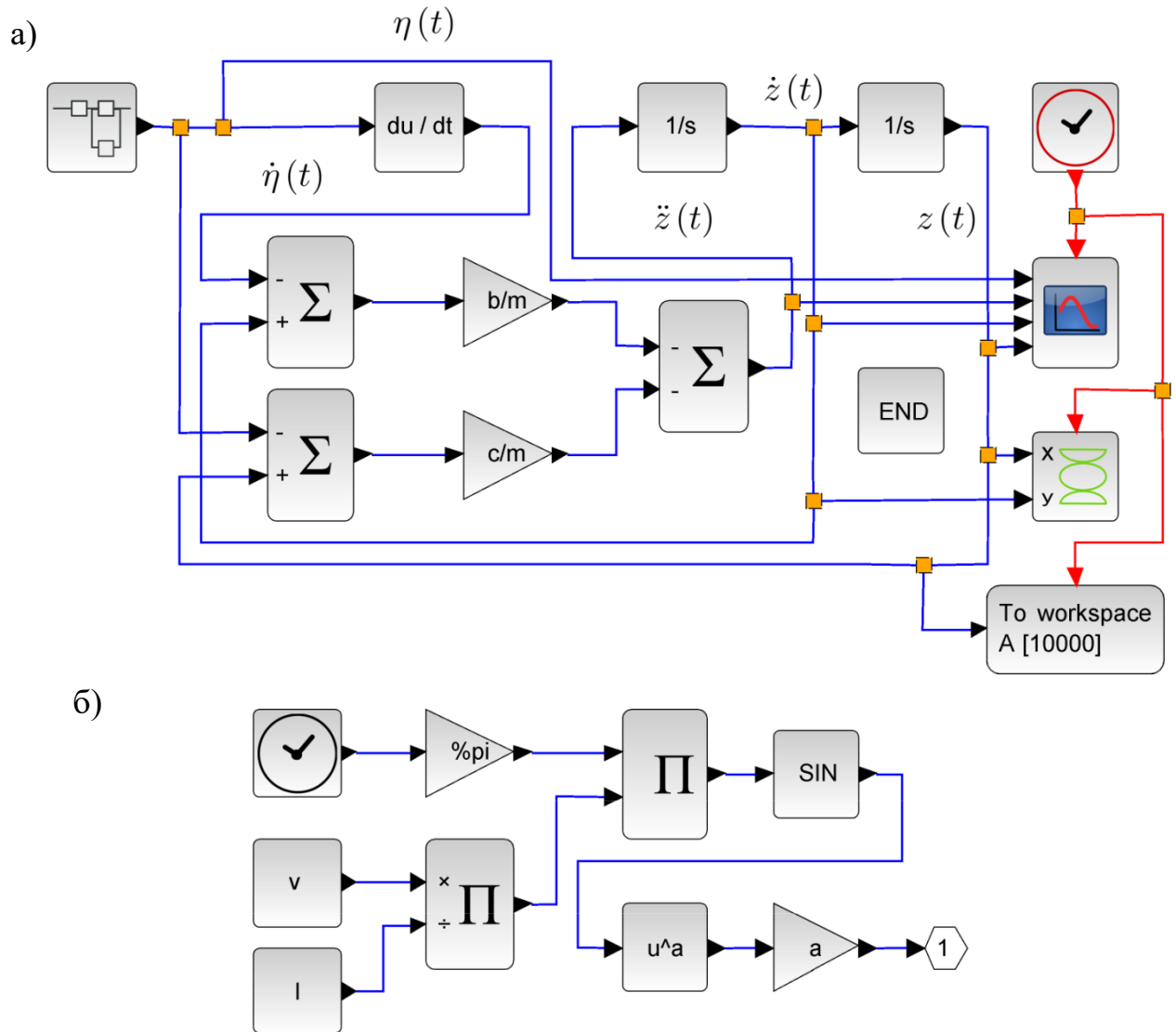


Рис. Ж.1. Діаграма розв'язку диференційного рівняння коливань системи з в'язким тертям

а) діаграма у загальному вигляді; б) суперблок, який описує геометричну нерівність

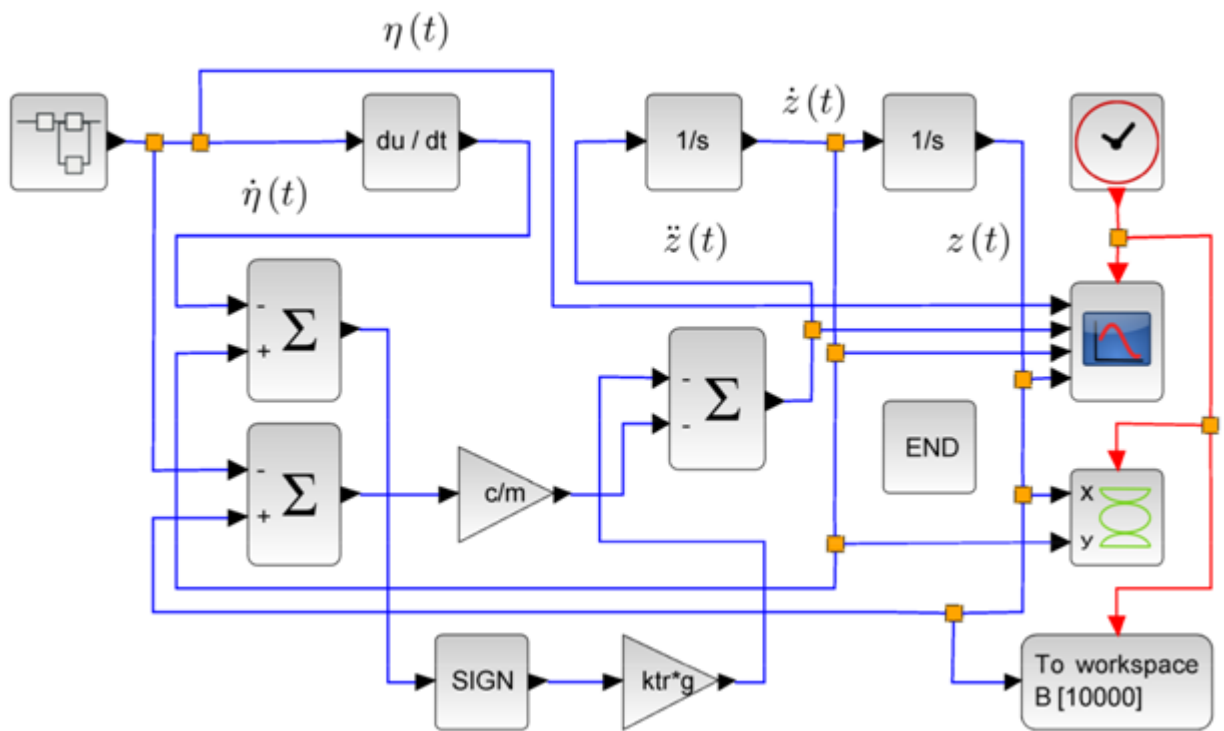



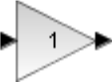



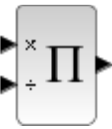






Рис. Ж.2. Діаграма розв'язку диференційного рівняння коливань системи з сухим тертям

Таблиця Ж.1

Характеристика основних використаних блоків в пакеті Scilab/Scicos

Графічне зображення	Код блоку	Функціональне описання блоку
1	2	3
	CLOCK_c	– годинник активації. Встановлюється крок роботи і час початку роботи
	CMSCOPE	– осцилограф з декількома входами
	CONST_m	– константа
	CSCOPLY	– відображає залежність $y=f(x)$. Змінні x і y подаються на два входи
	DERIV	– похідна

Закінчення таблиці Ж.1

1	2	3
	ENDBLK	– блок для установки кінцевого часу роботи моделі
	GAINBLK_f	– підсилювач
	INTEGRAL_f	– інтегратор
	OUT_f	– вихідний порт
	POWBLK_f	– ступінь
	PRODUCT	– множення
	SIGNUM	– Signum-функція
	SINBLK_f	– синус
	SUMMATION	– блок виконує підсумовування або віднімання вхідних сигналів
	SUPER_f	– створення суперблоку
	TIME_f	– час, за який лінійно зростає сигнал
	TOWS_c	– блок передачі даних в робочу простір Scilab

ДОДАТОК К

Лістинг реалізації математичної моделі взаємодії колії у межах стрілочного з'їзду і вантажного вагона на візках моделі 18-100 у відкритому програмному середовищі Scilab

```
clc(); clear(); xdel(winsid()); format(6);
t_start = getdate("s"); g=9.81;
screen_size = get(0, "screensize_px");
width = screen_size(3);
height = screen_size(4);

OS = getos();
select OS
  case 'Windows' then
    __root = "C:/Users/model/";
  case 'Darwin' then
    __root = "/Users/model/";
  else
    __root = "";
end

components = __root + "components/";
text_data = __root + "text_data/";
file_list = ls(components);
for i=1:size(file_list, 1)
  reg = regexp(file_list(i), './.sc[ei]/');
  if reg ~= [] then
    exec(strcat([components, file_list(i)], -1));
  end
end

v = 40/3.6;
empty = %t;

if empty then
  Jz_b = 277.33; Jy_b = 268.02; Jx_b = 28.58;
  z_c = 1.79;
  m_cargo = 0;
else
  Jz_b = 1165.14; Jy_b = 1137.44; Jx_b = 105.4;
  z_c = 2.34;
  m_cargo = 70;
end;

m_cb = 14;
m_b = m_cb + m_cargo;

l = 8.65/2;
b_sb = 1.524/2;
h_b = z_c - 0.8;
d_cp = 0.3;
```

```

delta_sb = 5*10^(-3);

delta_1 = delta_sb/b_sb;

Lz_b = zeros(1,6) + h_b; Ly_b = [b_sb, -b_sb, b_sb, -b_sb, 0, 0]; Lx_b = [1, 1, -1, -1, 1, -1];

m_bs = 0.47; Jz_bs = 0.32; Jy_bs = 0.05; Jx_bs = 0.32;
z_c_bs = 0.6;
b_c = 2.04/2;
Lz_bs = zeros(1, 5); Ly_bs = [b_sb, -b_sb, b_c, -b_c, 0]; Lx_bs = zeros(1, 5);

m_sf = 0.47; Jz_sf = 0.32; Jy_sf = 0.32; Jx_sf = 0.08;
l_1 = 1.85/2;

m_wh = 1.5; Jz_wh = 1.1; Jy_wh = 0.1; Jx_wh = 1.1;
r_wh = 0.475;
b_jb = 2.04/2;
s = 1.58/2;
n1 = 1/10; n2 = tan(60*%pi/180);

Lz_wh = [0, 0, r_wh, r_wh]; Ly_wh = [b_jb, -b_jb, s, -s]; Lx_wh = zeros(1,4);

m_bg = 2*m_sf;
Jz_bg = 2*(Jz_sf + m_sf*b_c^2);
Jy_bg = 2*Jy_sf;
Jx_bg = 2*(Jx_sf + m_sf*b_c^2);

Lz_bg = zeros(1, 6); Ly_bg = [b_c, -b_c, b_jb, -b_jb, b_jb, -b_jb]; Lx_bg = [0, 0, l_1, l_1, -l_1, -l_1];

N_cp = 0.5*m_b*g;
N_c = 0.5*(m_b/2 + m_bs)*g;
N_jb = 0.5*(m_b/4 + m_bs/2 + m_sf)*g;
P_st = 0.5*(m_b/4 + m_bs/2 + m_sf + m_wh)*g;

k_z_cp = 10^5; b_z_cp = 10^3; f_z_cp = 0;
k_y_cp = 0; b_y_cp = 0; f_y_cp = 0.25; d_y_cp = 0.0025;
k_x_cp = 0; b_x_cp = 0; f_x_cp = 0.25; d_x_cp = 0.0025;
k_psi_cp = 0; b_psi_cp = 0; f_psi_cp = 0.045; d_psi_cp = 0;

k_z_sb = 2*10^4; b_z_sb = 2*10^2; f_z_sb = 0;
k_y_sb = 0; b_y_sb = 0; f_y_sb = 0;
k_x_sb = 0; b_x_sb = 0; f_x_sb = 0.25;

k_z_c = 4*10^3; b_z_c = 0; f_z_c = 0.1; d_z_c = 0.093;
k_y_c = 6*10^3; b_y_c = 0; f_y_c = 0.1; d_y_c = 0;
k_x_c = 6*10^3; b_x_c = 0; f_x_c = 0.25; d_x_c = 0;
k_psi_c = 2*10^2; b_psi_c = 0; f_psi_c = 0.05; d_psi_c = 0;

k_z_jb = 2*10^4; b_z_jb = 10^2; f_z_jb = 0;
k_y_jb = 0; b_y_jb = 0; f_y_jb = 0.25; d_y_jb = 0.006;
k_x_jb = 0; b_x_jb = 0; f_x_jb = 0.25; d_x_jb = 0.006;
k_psi_jb = 0; b_psi_jb = 0; f_psi_jb = 0.01; d_psi_jb = 0.006;

k_rail = 8*10^4; b_rail = 8*10^2; f_rail = 0.25;

```

```
k_z_found = 8.6*10^4; b_z_found = 172;
k_y_found = 2*10^4; b_y_found = 40;
```

```
function dy=fun(t, y)
```

```
z_b=y(1);dz_b=y(2);
y_b=y(3);dy_b=y(4);
x_b=y(5);dx_b=y(6);
phi_b=y(7);dphi_b=y(8);
tetta_b=y(9);dtetta_b=y(10);
psi_b=y(11);dpsi_b=y(12);
```

```
for i=1:2
```

```
tmp=12*(i-1)+1;
z_bs(i)=y(12+tmp);dz_bs(i)=y(13+tmp);
y_bs(i)=y(14+tmp);dy_bs(i)=y(15+tmp);
x_bs(i)=y(16+tmp);dx_bs(i)=y(17+tmp);
phi_bs(i)=y(18+tmp);dphi_bs(i)=y(19+tmp);
tetta_bs(i)=y(20+tmp);dtetta_bs(i)=y(21+tmp);
psi_bs(i)=y(22+tmp);dpsi_bs(i)=y(23+tmp);
```

```
z_bg(i)=y(36+tmp);dz_bg(i)=y(37+tmp);
y_bg(i)=y(38+tmp);dy_bg(i)=y(39+tmp);
x_bg(i)=y(40+tmp);dx_bg(i)=y(41+tmp);
phi_bg(i)=y(42+tmp);dphi_bg(i)=y(43+tmp);
tetta_bg(i)=y(44+tmp);dtetta_bg(i)=y(45+tmp);
psi_bg(i)=y(46+tmp);dpsi_bg(i)=y(47+tmp);
end
```

```
for i=1:4
```

```
tmp=12*(i-1)+1;
z_wh(i)=y(60+tmp);dz_wh(i)=y(61+tmp);
y_wh(i)=y(62+tmp);dy_wh(i)=y(63+tmp);
```

```
x_wh(i)=y(64+tmp);dx_wh(i)=y(65+tmp);
phi_wh(i)=y(66+tmp);dphi_wh(i)=y(67+tmp);
tetta_wh(i)=y(68+tmp);dtetta_wh(i)=y(69+tmp);
psi_wh(i)=y(70+tmp);dpsi_wh(i)=y(71+tmp);
end
```

```
for i=1:8
```

```
tmp=4*(i-1)+1;
z_rail(i)=y(108+tmp);dz_rail(i)=y(109+tmp);
y_rail(i)=y(110+tmp);dy_rail(i)=y(111+tmp);
end
```

```
for i=1:2
```

```
d(i)=di(d_cp,delta_1,tetta_b,tetta_bs(i));
end
```

```
for i=1:4
```

```
for j=1:2
```



```

    IRR_Z(i,j)=irr(t-tau(i),A_IRR_Z(j),L_IRR_Z(j),LAG_IRR_Z(j));
    dIRR_Z(i,j)=dirr(t-tau(i),A_IRR_Z(j),L_IRR_Z(j),LAG_IRR_Z(j));
end
end

[Z_b,Y_b,X_b]=body_mov(phi_b,tetta_b,psi_b,Lz_b,Ly_b,Lx_b,z_b,y_b,x_b);
[dZ_b,dY_b,dX_b]=body_speed(dphi_b,dtetta_b,dpsi_b,Lz_b,Ly_b,Lx_b,dz_b,dy_b,dx_b);
for i=1:2

[Z_bs(i,:),Y_bs(i,:),X_bs(i,:)]=body_mov(phi_bs(i),tetta_bs(i),psi_bs(i),Lz_bs,Ly_bs,Lx_bs,z_bs(i),y_bs(i),
x_bs(i));

[dZ_bs(i,:),dY_bs(i,:),dX_bs(i,:)]=body_speed(dphi_bs(i),dtetta_bs(i),dpsi_bs(i),Lz_bs,Ly_bs,Lx_bs,dz_b
s(i),dy_bs(i),dx_bs(i));

[Z_bg(i,:),Y_bg(i,:),X_bg(i,:)]=body_mov(phi_bg(i),tetta_bg(i),psi_bg(i),Lz_bg,Ly_bg,Lx_bg,z_bg(i),y_bg(i)
),x_bg(i));

[dZ_bg(i,:),dY_bg(i,:),dX_bg(i,:)]=body_speed(dphi_bg(i),dtetta_bg(i),dpsi_bg(i),Lz_bg,Ly_bg,Lx_bg,dz_
bg(i),dy_bg(i),dx_bg(i));
end

for i=1:4

[Z_wh(i,:),Y_wh(i,:),X_wh(i,:)]=body_mov(phi_wh(i),tetta_wh(i),psi_wh(i),Lz_wh,Ly_wh,Lx_wh,z_wh(i)
),y_wh(i),x_wh(i));

[dZ_wh(i,:),dY_wh(i,:),dX_wh(i,:)]=body_speed(dphi_wh(i),dtetta_wh(i),dpsi_wh(i),Lz_wh,Ly_wh,Lx_
wh,dz_wh(i),dy_wh(i),dx_wh(i));
end

tau_body=[l+l_1,l_1,l_1+2*l,l_1,l_1+2*l]/v;
ro_b=0;ro_bs(1:2)=0;ro_bg(1:2)=0;ro_wh(1:4)=0;

if use_turnout then
    ro_b=curvature(t-tau_body(1),R_turnout,l_turnout);
    for i=1:2
        ro_bs(i)=curvature(t-tau_body(1+i),R_turnout,l_turnout);
        ro_bg(i)=curvature(t-tau_body(3+i),R_turnout,l_turnout);
        ro_wh(2*i-1:2*i)=ro_bg(i);
    end
end

if use_crossover then
    for i=1:length(tau_cross)
        ro_b=ro_b+curvature(t-tau_cross(i)-tau_body(1),R(i),L(i,:));
        for j=1:2
            ro_bs(j)=ro_bs(j)+curvature(t-tau_cross(i)-tau_body(1+j),R(i),L(i,:));
            ro_bg(j)=ro_bg(j)+curvature(t-tau_cross(i)-tau_body(3+j),R(i),L(i,:));
            ro_wh(2*j-1:2*j)=ro_bg(j);
        end
    end
end

```

```

end

ao_b=out_accel(ro_b, 0);
Q_b=-m_b*ao_b;
for i=1:2
    ao_bs(i)=out_accel(ro_bs(i),0);
    ao_bg(i)=out_accel(ro_bg(i),0);
    ao_wh(2*i-1:2*i)=ao_bg(i);
    Q_bs(i)=-m_bs*ao_bs(i);
    Q_bg(i)=-m_bg*ao_bs(i);
    Q_wh(2*i-1:2*i)=-m_wh*ao_wh(2*i-1:2*i);
end

for i=1:4
    bs_i=floor(i/2)+modulo(i,2);
    bs_F_i=2-modulo(i,2);

    delta_z_sb=Z_b(1,i)-Z_bs(bs_i,bs_F_i);
    ddelta_x_sb=dX_b(1,i)-dX_bs(bs_i,bs_F_i);

    Sz_b(1,i)=SBG_link(k_z_sb,delta_z_sb,delta_sb);
    Sy_b(1,i)=0;
    Sx_b(1,i)=VED_link(k_x_cp,b_x_cp,f_x_cp,0,ddelta_x_sb,Sz_b(1,i));
end

for i=1:2
    delta_z_cp=Z_b(1,4+i)-Z_bs(i,5);

    ddelta_z_cp=dZ_b(1,4+i)-dZ_bs(i,5);
    ddelta_y_cp=dY_b(1,4+i)-dY_bs(i,5);
    ddelta_x_cp=dX_b(1,4+i)-dX_bs(i,5);

    Sz_b(1,4+i)=VE_link(k_z_cp,b_z_cp,delta_z_cp,ddelta_z_cp);
    Sy_b(1,4+i)=VED_link(k_y_cp,b_y_cp,f_y_cp,0,ddelta_y_cp,N_cp);
    Sx_b(1,4+i)=VED_link(k_x_cp,b_x_cp,f_x_cp,0,ddelta_x_cp,N_cp);

    ddelta_psi_cp=dpsi_b-dpsi_bs(i);
    Mz_b(1,i)=f_psi_cp*m_b/2*g*d_cp*sgn(ddelta_psi_cp);
    Mx_b(1,i)=m_b*g/2*d(i);
end
Mx_b(1,3)=-m_b*g*h_b*tetta_b;

for i=1:2
    for j=1:2
        Sz_bs(i,j)=-Sz_b(1,2*(i-1)+j);
        Sy_bs(i,j)=-Sy_b(1,2*(i-1)+j);
        Sx_bs(i,j)=-Sx_b(1,2*(i-1)+j);

        bs_i=2-modulo(i,2);
        bs_F_i=2-modulo(j,2);

        delta_z_c=Z_bs(bs_i,2+bs_F_i)-Z_bg(bs_i,bs_F_i);
        delta_y_c=Y_bs(bs_i,2+bs_F_i)-Y_bg(bs_i,bs_F_i);
        delta_x_c=X_bs(bs_i,2+bs_F_i)-X_bg(bs_i,bs_F_i);

```

```

ddelta_z_c=dZ_bs(bs_i,2+bs_F_i)-dZ_bg(bs_i,bs_F_i);
ddelta_y_c=dY_bs(bs_i,2+bs_F_i)-dY_bg(bs_i,bs_F_i);
ddelta_x_c=dX_bs(bs_i,2+bs_F_i)-dX_bg(bs_i,bs_F_i);

```

```

Sz_bs(i,2+j)=VED_link(k_z_c,b_z_c,f_z_c,delta_z_c,ddelta_z_c,N_c);
Sy_bs(i,2+j)=VED_link(k_y_c,b_y_c,f_y_c,delta_y_c,ddelta_y_c,N_c);
Sx_bs(i,2+j)=VED_link(k_x_c,b_x_c,f_x_c,delta_x_c,ddelta_x_c,N_c);
end

```

```

Sz_bs(i,5)=-Sz_b(1,4+i);
Sy_bs(i,5)=-Sy_b(1,4+i);
Sx_bs(i,5)=-Sx_b(1,4+i);

```

```

Mx_bs(i,1)=-Mx_b(1,i);
Mz_bs(i,1)=-Mz_b(1,i);

```

```

delta_psi_c=psi_bs(i)-psi_bg(i);
ddelta_psi_c=dpsi_bs(i)-dpsi_bg(i);

```

```

Mz_bs(i,1)=VED_link(k_psi_c,b_psi_c,f_psi_c,delta_psi_c,ddelta_psi_c,N_c*b_jb);
end

```

```

for i=1:2

```

```

for j=1:2
Sz_bg(i,j)=-Sz_bs(i,2+j);
Sy_bg(i,j)=-Sy_bs(i,2+j);
Sx_bg(i,j)=-Sx_bs(i,2+j);
end

```

```

for j=1:4
wh_i=2*(i-1)+floor(j/2+modulo(j,2));
wh_F_i=2-modulo(j,2);

```

```

delta_z_jb=Z_bg(i,2+j)-Z_wh(wh_i,wh_F_i);
delta_y_jb=Y_bg(i,2+j)-Y_wh(wh_i,wh_F_i);
delta_x_jb=X_bg(i,2+j)-X_wh(wh_i,wh_F_i);

```

```

ddelta_z_jb=dZ_bg(i,2+j)-dZ_wh(wh_i,wh_F_i);
ddelta_y_jb=dY_bg(i,2+j)-dY_wh(wh_i,wh_F_i);
ddelta_x_jb=dX_bg(i,2+j)-dX_wh(wh_i,wh_F_i);

```

```

Sz_bg(i,2+j)=VE_link(k_z_jb,b_z_jb,delta_z_jb,ddelta_z_jb);
Sy_bg(i,2+j)=VED_link(k_y_jb,b_y_jb,f_y_jb,delta_y_jb,ddelta_y_jb,N_jb);
Sx_bg(i,2+j)=VED_link(k_x_jb,b_x_jb,f_x_jb,delta_x_jb,ddelta_x_jb,N_jb);
end

```

```

Mz_bg(i,1)=-Mz_bs(i,1);

```

```

for j=1:2
    wh_i = 2*(i-1)+j;
    delta_psi_jb=psi_bg(i)-psi_wh(wh_i);
    ddelta_psi_jb=dpsi_bg(i)-dpsi_wh(wh_i);
    Mz_bg(i,1+j)=VED_link(k_psi_jb,b_psi_jb,f_psi_jb,delta_psi_jb,ddelta_psi_jb,N_jb*b_jb);
end
end

```

```

for i=1:4
    for j=1:2
        bg_i=floor(i/2+modulo(i,2));
        bg_F_i=(4-modulo(j,2))+2*modulo(i+1,2);

```

```

        Sz_wh(i,j)=-Sz_bg(bg_i,bg_F_i);
        Sy_wh(i,j)=-Sy_bg(bg_i,bg_F_i);
        Sx_wh(i,j)=-Sx_bg(bg_i,bg_F_i);
    end

```

```

    for j=1:2
        delta_z_wh=Z_wh(i,2+j)-IRR_Z(i,j)-z_rail(2*(i-1)+j);
        ddelta_z_wh=dZ_wh(i,2+j)-dIRR_Z(i,j)-dz_rail(2*(i-1)+j);

```

```

        Sz_wh(i,2+j)=VE_link(k_rail,b_rail,delta_z_wh,ddelta_z_wh);
        Sy_wh(i,2+j)=0;
        Sx_wh(i,2+j)=0;
    end

```

```

    gap=total_gap(S_0*10^(-3),33*10^(-3))/2;
    [Z,Y,X]=Creep_link(t,Sz_wh(i,$-1:$),[0,0],[0,0],..
    y_wh(i),dy_wh(i),psi_wh(i),dpsi_wh(i),tetta_wh(i),dtetta_wh(i),..
    [n1,n2,n3],gap,y_rail(2*i-1:2*i),dy_rail(2*i-1:2*i),k_rail,b_rail,f_rail,..
    y_bg(bg_i),dy_bg(bg_i),psi_bg(bg_i),dpsi_bg(bg_i),ro_wh(i),i);

```

```

    for k=1:2
        Sz_wh(i,2+k)=Z(k);
        Sy_wh(i,2+k)=Y(k);
        Sx_wh(i,2+k)=X(k);
    end

```

```

    Mz_wh(i,1)=-Mz_bg(bg_i,3-modulo(i,2));
end

```

```

for i=1:4
    tmp_sum=zeros(1,2);
    for j=1:2
        if use_var_stiff
            for k=1:n_harmonic
                omega=2*%pi*v*N_harmonic(k)/l_link;
                phi=-%pi/180*phi_harmonic(k);
                tmp_sum(1,j)=tmp_sum(1,j)+A_harmonic(k)*sin(omega*(t-tau(i))+phi);
            end
        end
    end
    k_z_found_var(i,j)=k_track*(1+tmp_sum(1,j));

```

```

end
end

for i=1:8
    wh_i=floor(i/2+modulo(i,2));
    Sz_rail(i,1)=-Sz_wh(wh_i,4-modulo(i,2));
    Sy_rail(i,1)=-Sy_wh(wh_i,4-modulo(i,2));

    Sz_rail(i,2)=VE_link(k_z_found_var(wh_i,2-modulo(i,2)),b_z_found,z_rail(i),dz_rail(i));
    Sy_rail(i,2)=VE_link(k_y_found,b_y_found,y_rail(i),dy_rail(i));
end

[ddZ_b,ddY_b,ddX_b,ddphi_b,ddtetta_b,ddpsi_b]=dif_eq_body(phi_b,tetta_b,psi_b,Lz_b,Ly_b,Lx_b,Sz_b,
Sy_b,Sx_b,Mz_b,0,Mx_b,Jz_b,Jy_b,Jx_b,m_b,ao_b)

for i=1:2

[ddZ_bs(i),ddY_bs(i),ddX_bs(i),ddphi_bs(i),ddtetta_bs(i),ddpsi_bs(i)]=dif_eq_body(phi_bs(i),tetta_bs(i)
),psi_bs(i),Lz_bs,Ly_bs,Lx_bs,Sz_bs(i,:),Sy_bs(i,:),Sx_bs(i,:),Mz_bs(i,:),0,Mx_bs(i,:),Jz_bs,Jy_bs,Jx_bs,m_bs,
ao_bs(i))

[ddZ_bg(i),ddY_bg(i),ddX_bg(i),ddphi_bg(i),ddtetta_bg(i),ddpsi_bg(i)]=dif_eq_body(phi_bg(i),tetta_bg
(i),psi_bg(i),Lz_bg,Ly_bg,Lx_bg,Sz_bg(i,:),Sy_bg(i,:),Sx_bg(i,:),Mz_bg(i,:),0,0,Jz_bg,Jy_bg,Jx_bg,m_bg,ao_b
g(i))
end
for i=1:4

[ddZ_wh(i),ddY_wh(i),ddX_wh(i),ddphi_wh(i),ddtetta_wh(i),ddpsi_wh(i)]=dif_eq_body(phi_wh(i),tett
a_wh(i),psi_wh(i),Lz_wh,Ly_wh,Lx_wh,Sz_wh(i,:),Sy_wh(i,:),Sx_wh(i,:),Mz_wh(i,:),0,0,Jz_wh,Jy_wh,Jx_w
h,m_wh,ao_wh(i))
end

for i=1:8
    [ddZ_rail(i),ddY_rail(i)]=dif_eq_simple_body(Sz_rail(i,:),Sy_rail(i,:),m_z_rail,m_y_rail);
end

dy(1)=y(2);dy(2)=ddZ_b;
dy(3)=y(4);dy(4)=ddY_b;
dy(5)=y(6);dy(6)=ddX_b;
dy(7)=y(8);dy(8)=ddphi_b;
dy(9)=y(10);dy(10)=ddtetta_b;
dy(11)=y(12);dy(12)=ddpsi_b;

for i=1:2
    tmp=12*(i-1)+1;

    dy(12+tmp)=y(13+tmp);dy(13+tmp)=ddZ_bs(i);
    dy(14+tmp)=y(15+tmp);dy(15+tmp)=ddY_bs(i);
    dy(16+tmp)=y(17+tmp);dy(17+tmp)=ddX_bs(i);
    dy(18+tmp)=y(19+tmp);dy(19+tmp)=0;
    dy(20+tmp)=y(21+tmp);dy(21+tmp)=ddtetta_bs(i);
    dy(22+tmp)=y(23+tmp);dy(23+tmp)=ddpsi_bs(i);

    dy(36+tmp)=y(37+tmp);dy(37+tmp)=ddZ_bg(i);

```

```

dy(38+tmp)=y(39+tmp);dy(39+tmp)=ddY_bg(i);
dy(40+tmp)=y(41+tmp);dy(41+tmp)=ddX_bg(i);
dy(42+tmp)=y(43+tmp);dy(43+tmp)=ddphi_bg(i);
dy(44+tmp)=y(45+tmp);dy(45+tmp)=ddtetta_bg(i);
dy(46+tmp)=y(47+tmp);dy(47+tmp)=ddpsi_bg(i);
end

```

```

for i=1:4
tmp=12*(i-1)+1;
dy(60+tmp)=y(61+tmp);dy(61+tmp)=ddZ_wh(i);
dy(62+tmp)=y(63+tmp);dy(63+tmp)=ddY_wh(i);
dy(64+tmp)=y(65+tmp);dy(65+tmp)=ddX_wh(i);
dy(68+tmp)=y(67+tmp);dy(67+tmp)=0;
dy(70+tmp)=y(69+tmp);dy(69+tmp)=ddtetta_wh(i);
dy(72+tmp)=y(71+tmp);dy(71+tmp)=ddpsi_wh(i);
end

```

```

for i=1:8
tmp=4*(i-1)+1;
dy(108+tmp)=y(109+tmp);dy(109+tmp)=ddZ_rail(i);
dy(110+tmp)=y(111+tmp);dy(111+tmp)=ddY_rail(i);
end

```

```

for i=1:4
dy(140+i)=Sz_b(1,i);
dy(144+i)=Sx_b(1,i);
end

```

```

for i=1:2
dy(148+i)=Sz_b(1,4+i);
dy(150+i)=Sy_b(1,4+i);
dy(152+i)=Sx_b(1,4+i);
dy(154+i)=Mz_b(1,i);
dy(156+i)=Mx_b(1,i);
end

```

```

for i=1:2
for j=1:2
dy(158+2*(i-1)+j)=Sz_bs(i,2+j);
dy(162+2*(i-1)+j)=Sy_bs(i,2+j);
dy(166+2*(i-1)+j)=Sx_bs(i,2+j);
end
dy(170+i)=Mz_bs(i,1);

```

```

for j=1:4
dy(172+4*(i-1)+j)=Sz_bg(i,2+j);
dy(180+4*(i-1)+j)=Sy_bg(i,2+j);
dy(188+4*(i-1)+j)=Sx_bg(i,2+j);
end
end

```

```

for i=1:4
for j=1:2
dy(196+2*(i-1)+j)=Sz_wh(i,2+j);
dy(204+2*(i-1)+j)=Sy_wh(i,2+j);

```

```
    dy(212+2*(i-1)+j)=Sx_wh(i,2+j);  
end  
end
```

```
for i=1:8  
    dy(220+i)=Sz_rail(i,2);  
    dy(228+i)=Sy_rail(i,2);  
end
```

```
endfunction
```

```
N = 1000;  
dt = 0.001;
```

```
t = 0:dt:(N-1)*dt;
```

```
yo = zeros(236,1);  
y = ode(yo, t(1), t, fun);
```

ДОДАТОК Л

Результати обробки експериментальних досліджень

Таблиця Л.1

Середні ($\bar{\sigma}$), максимально ймовірні ($\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимально спостережені ($\sigma_{\max}^{\text{спос}}$) значення напружень в кромках підшви рейки в різних перетинах дослідної ділянки (при об'єднанні приладів в групі вздовж колії), МПа

Рухомий склад		ТГМ6А		Піввагон		ТГМ6А		Піввагон		ТГМ6А		Піввагон		ТГМ6А		Піввагон		
Група точок		1, 5, 9				2, 6, 10				3, 7, 11				4, 8, 12				
Вісь		1*	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
Швидкість, км/год	5	$\bar{\sigma}$	82	77	76	68	39	40	43	54	88	69	71	59	35	42	38	47
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	130	141	137	124	100	103	100	101	164	93	113	78	78	72	76	64
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	110	124	123	105	82	84	78	86	149	96	125	75	53	55	55	62
	15	$\bar{\sigma}$	76	71	72	61	37	37	40	49	83	67	68	56	31	37	33	42
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	128	135	136	119	93	95	95	98	154	97	111	74	78	69	72	63
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	128	127	127	117	86	80	78	84	138	100	126	76	138	100	126	76
	25	$\bar{\sigma}$	72	69	67	57	37	38	40	48	79	68	68	55	30	35	31	39
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	120	136	125	111	93	97	97	101	76	70	71	62	76	70	71	62
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	112	128	120	115	86	83	82	88	144	146	125	80	59	58	54	59
	40	$\bar{\sigma}$	77	66	69	59	38	39	47	53	80	69	67	60	36	40	42	43
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	138	129	122	111	86	97	92	101	142	113	111	87	75	67	63	59
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	132	129	114	113	76	82	79	85	136	109	118	95	57	55	58	59

Примітка: тут і далі цифрою 1 позначені осі, які набігають на рейку (для ТГМ6А – 1+3, для піввагона – 5+7+9+11), цифрою 2 – задні осі (для ТГМ6А – 2+4, для піввагона – 6+8+10+12)

Таблиця Л.2

Середні ($\bar{\sigma}$), максимально ймовірні ($\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимально спостережені ($\sigma_{\max}^{\text{спос}}$) значення напружень в кромках підосви рейки (при об'єднанні приладів в групи в поперечному напрямку відносно осі колії)

для локомотива ТГМ6А, МПа

Група точок		1, 3		2, 4		5, 7		6, 8		9, 11		10, 12		
Вісь		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
Швидкість, км/год	5	$\bar{\sigma}$	89	72	20	26	94	83	52	59	72	63	38	39
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	146	120	55	57	153	133	103	98	135	100	74	75
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	130	114	41	43	149	124	82	84	143	95	53	55
	15	$\bar{\sigma}$	80	66	18	23	91	82	49	53	68	60	35	35
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	128	116	50	55	151	127	103	94	134	99	72	67
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	120	107	42	39	138	127	86	80	138	91	51	53
	25	$\bar{\sigma}$	77	64	18	24	88	82	48	55	64	58	33	33
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	124	119	46	55	146	128	105	97	129	102	69	62
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	118	109	40	44	146	128	86	83	137	94	51	57
	40	$\bar{\sigma}$	75	60	21	26	96	84	43	52	66	59	32	35
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	122	109	58	60	160	130	101	97	110	104	70	67
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	116	104	41	45	136	129	76	82	123	90	56	54

Таблиця Л.3

Середні ($\bar{\sigma}$), максимально ймовірні ($\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимально спостережені ($\sigma_{\max}^{\text{спос}}$) значення напружень в кромках підшви рейки (при об'єднанні приладів в групи в поперечному напрямку відносно осі колії)

для піввагона, МПа

Група точок		1, 3		2, 4		5, 7		6, 8		9, 11		10, 12		
Вісь		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
Швидкість, км/год	5	$\bar{\sigma}$	72	55	25	40	89	79	55	65	59	56	43	45
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	119	72	68	56	139	128	101	100	89	80	56	61
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	105	68	47	53	125	105	78	86	78	75	53	54
	15	$\bar{\sigma}$	66	51	21	34	89	76	50	61	54	50	39	41
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	107	70	61	53	143	122	100	97	81	69	55	59
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	104	76	50	55	127	117	78	84	73	69	51	54
	25	$\bar{\sigma}$	64	48	18	32	86	73	49	61	53	47	39	39
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	102	66	56	52	135	108	103	103	84	73	56	56
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	96	65	45	55	125	102	82	88	77	72	52	54
	40	$\bar{\sigma}$	64	51	23	34	83	75	49	60	57	52	42	43
		$\sigma_{\max}^{\text{ймов}}$	108	74	63	56	129	110	101	102	85	81	61	62
		$\sigma_{\max}^{\text{спос}}$	116	77	54	54	118	106	79	85	82	76	58	59

Таблиця Л.4

Середні (\bar{P}), максимально ймовірні ($P_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимально спостережені ($P_{\max}^{\text{спос}}$) значення вертикальних сил в різних перетинах дослідної ділянки (при об'єднанні приладів в групи в поперечному напрямку відносно осі колії), кН

Рухомий склад		ТГМ6А		Піввагон		ТГМ6А		Піввагон		
Група точок		3, 5				4, 6				
Вісь		1	2	1	2	1	2	1	2	
Швидкість, км/год	5	\bar{P}	108	110	117	118	117	109	109	106
		$P_{\max}^{\text{ймов}}$	141	132	167	167	154	128	125	120
		$P_{\max}^{\text{спос}}$	131	125	131	130	150	120	122	117
	15	\bar{P}	105	104	116	115	112	108	105	100
		$P_{\max}^{\text{ймов}}$	137	129	139	132	145	130	123	119
		$P_{\max}^{\text{спос}}$	130	127	134	128	144	153	121	121
	25	\bar{P}	103	106	116	112	109	106	106	100
		$P_{\max}^{\text{ймов}}$	138	133	137	128	144	134	130	117
		$P_{\max}^{\text{спос}}$	135	130	139	128	138	147	128	120
	40	\bar{P}	105	100	116	111	110	111	104	106
		$P_{\max}^{\text{ймов}}$	132	117	153	136	142	153	124	129
		$P_{\max}^{\text{спос}}$	128	113	158	138	143	134	125	132

Таблиця Л.5

Середні (\bar{H}), максимально ймовірні ($H_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимально спостережені ($H_{\max}^{\text{спос}}$) значення бокових сил в різних перетинах дослідної ділянки (при об'єднанні перерізів в групи вздовж колії), кН

Рухомий склад		ТГМ6А		Піввагон		ТГМ6А		Піввагон		
Група перерізів		1, 3, 5				2, 4, 6				
Вісь		1	2	1	2	1	2	1	2	
Швидкість, км/год	5	\bar{H}	40	38	42	41	45	38	38	37
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	74	78	74	75	73	47	50	48
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	61	61	66	64	68	45	48	44
	15	\bar{H}	38	37	40	39	44	38	38	37
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	73	76	73	75	66	47	51	47
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	68	65	73	70	63	45	50	46
	25	\bar{H}	38	37	39	39	43	38	38	37
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	70	76	70	73	63	51	53	48
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	66	65	65	64	63	54	51	50
	40	\bar{H}	36	35	39	40	40	38	38	38
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	73	73	68	70	53	50	52	50
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	58	58	64	65	57	48	49	50

Таблиця Л.6

Середні (\bar{H}), максимально ймовірні ($H_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимально спостережені ($H_{\max}^{\text{спос}}$) значення бокових сил в кожному окремому перерізі колії при русі маневрового локомотива ТГМ6А, кН

Переріз колії		1		2		3		4		5		6		
Вісь		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
Швидкість, км/год	5	\bar{H}	42	37	41	34	53	55	48	41	25	23	45	38
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	52	60	71	40	76	73	75	49	42	46	73	45
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	47	53	63	37	61	61	68	45	33	32	66	41
	15	\bar{H}	37	35	40	34	54	54	46	41	25	22	45	38
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	50	54	62	40	74	72	65	47	43	46	69	42
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	45	50	57	41	68	65	62	45	35	33	63	42
	25	\bar{H}	37	36	38	35	52	54	47	44	25	22	44	37
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	49	56	57	43	76	73	62	54	41	45	65	45
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	46	55	58	43	66	65	63	54	33	32	62	47
	40	\bar{H}	37	33	37	33	51	52	44	42	20	21	40	39
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	51	42	51	41	67	65	56	48	49	52	47	47
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	48	45	51	39	58	58	57	47	35	34	48	48

Таблиця Л.7

Середні (\bar{H}), максимально ймовірні ($H_{\max}^{\text{ймов}}$) і максимально спостережені ($H_{\max}^{\text{спос}}$) значення бокових сил в кожному окремому перерізі колії при русі піввагона, кН

Переріз колії		1		2		3		4		5		6		
Вісь		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	
Швидкість, км/год	5	\bar{H}	41	36	34	34	56	59	42	40	28	29	38	38
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	58	48	44	42	73	69	50	47	37	38	47	45
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	51	45	44	38	66	64	48	44	35	35	44	42
	15	\bar{H}	37	33	33	34	56	58	42	40	27	27	38	37
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	52	45	42	43	75	70	51	47	36	35	49	44
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	49	42	40	44	73	70	50	46	35	34	44	42
	25	\bar{H}	35	32	33	33	54	57	44	41	27	28	39	37
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	49	46	41	41	68	67	52	49	35	38	50	44
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	47	41	39	40	65	64	51	50	34	37	47	42
	40	\bar{H}	34	33	34	33	53	55	41	42	29	32	40	39
		$H_{\max}^{\text{ймов}}$	52	45	47	41	67	68	47	51	37	49	52	49
		$H_{\max}^{\text{спос}}$	50	41	45	41	64	65	47	50	35	45	49	47

ДОДАТОК М

Параметри рухомого складу та колії, які використовувались для верифікації математичної моделі та під час теоретичних розрахунків

Таблиця М.1

Розрахункові характеристики вантажного піввагона на візках моделі 18-100

Назва параметру 1	Значення 2
Маса кузова m^k , т	84,0
Головні центральні моменти інерції кузова відносно осей, т·м ² :	
- поздовжньої I_x^k	96,6
- поперечної I_y^k	1210
- вертикальної I_z^k	1210
Маса надресорної балки m^{hb} , т	0,47
Головні центральні моменти інерції надресорної балки відносно поздовжньої I_x^{hb} та вертикальної I_z^{hb} осей, т·м ² :	0,32
Маса бокової рами візка m^{bp} , т	0,47
Головні центральні моменти інерції бокової рами візка відносно поперечної I_y^{bp} та вертикальної I_z^{bp} осей, т·м ² :	0,32
Маса колісної пари (з буксами) m^{kp} , т	1,5
Головні центральні моменти інерції колісної пари відносно осей, т·м ² :	
- поздовжньої I_x^{kp}	1,1
- поперечної I_y^{kp}	0,1
- вертикальної I_z^{kp}	1,1
База вагона $2l$, м	8,65
Відстань в поперечному напрямку між ковзунами $2b^{kb}$, м	1,524
Висота центра ваги кузова над площиною спирання на ковзуни h^k , м	0,97
База візка $2l_1$, м	1,85
Відстань в поперечному напрямку між осями комплектів ресорного підвішування $2b^u$, м	2,04
Відстань в поперечному напрямку між буксами $2b^b$, м	2,04

1	2
Відстань (в поперечному напрямку) між площинами середніх кіл кочення коліс $2s$, м	1,58
Радіус колеса r , м	0,475
Коефіцієнт тертя ковзання в п'ятниковому вузлі $\mu_{\psi}^{\text{п}}$	0,002/0,0022 ³
Зазор між ковзунами кузова та надресорною балкою $\delta_z^{\text{кб}}$, мм	5
Коефіцієнт тертя в ковзунах $\mu_x^{\text{кб}}$	0,25
Жорсткість пружин ресорного підвішування (на бік візка), кН/м: - у поперечному напрямку $k_y^{\text{п}}$ - у вертикальному напрямку $k_z^{\text{п}}$	4000 4000
Коефіцієнт відносного тертя $\mu^{\text{п}}$	0,0125
Зазори в буксовому вузлі, мм - у поздовжньому напрямку $\delta_x^{\text{б}}$ - у поперечному напрямку $\delta_y^{\text{б}}$	0 0
Коефіцієнт тертя ковзання бокової рами по буксі $\mu^{\text{б}}$	0,25
Ухил поверхні кочення колеса η	0,095/0,08 ³
Кут нахилу до горизонталі ліній, що утворюють поверхні гребеня: - зовнішню β_2 - внутрішню β_3	60° 70°
Товщина незношеного гребеню e , мм	33
Відстань у вертикальному напрямку від поверхні кочення колеса до точок контакту гребеня та (контр)рейки h , мм	10
Зазор в колії 1520 мм при незношеному гребені $2c$, мм	12

³ В чисельнику наведене значення параметру для визначення вертикальної динаміки, в знаменнику - горизонтальної

Розрахункові характеристики колії

Назва параметру	Значення
Приведена маса металеві частини у вертикальній площині ⁴ m^p , кг	
- у межах переднього вильоту рамної рейки, стрілки, перевідної кривої, ходової частини контррейки, з'єднувальної частини з'їзду	160
- у межах хрестовини	420
Приведена маса підрейкової основи у вертикальній площині $m^{по}$, кг:	
- 2,50 м	318
- 2,55 м	322
- 2,60 м	328
- 2,70 м	270
- 3,00 м	390
- 3,25 м	425
- 3,50 м	470
- 3,75 м	500
- 4,00 м	530
- 4,25 м	550
- 4,50 м	580
- 4,75 м	605
- 5,00 м	640

⁴ В поперечному напрямку маса в тричі менша

ДОДАТОК Н

Результати розрахунку можливості укладання стрілочних переводів у з'їзд за критерієм максимально-допустимої довжини брусів

Таблиця Н.1

Розрахункові значення довжини брусів для нормальної довжини шпали, мм

Міжколійна відстань E	Величина прямої вставки l_0	Довжина бруса $L_{бр}$	Заокруглене значення $\lfloor L_{бр} \rfloor$	Величина $C_{бр}$
4100	6492	4094	4000	–
4200	7592	4194	4000	–
4300	8692	4294	4250	597
4400	9792	4395	4250	597
4500	10892	4495	4250	597
4600	11992	4595	4500	576
4700	13092	4695	4500	576
4800	14192	4795	4750	635
4900	15292	4895	4750	635
5000	16392	4995	4750	635

Таблиця Н.2

Розрахункові значення довжини брусів для вкороченої шпали, мм

Міжколійна відстань E	Величина прямої вставки l_0	Довжина бруса $L_{бр}$	Заокруглене значення $\lfloor L_{бр} \rfloor$	Величина $C_{бр}$
4100	6492	4294	4250	597
4200	7592	4395	4250	597
4300	8692	4495	4250	597
4400	9792	4595	4500	576
4500	10892	4695	4500	576
4600	11992	4795	4750	635
4700	13092	4895	4750	635
4800	14192	4995	4750	635
4900	15292	5095	5000	599
5000	16392	5195	5000	599

ДОДАТОК П

Методика та результати розрахунку елементів з'єднання збірного дерев'яного бруса

Розрахунок нагельних з'єднань виконується за умовою міцності на:

- згин нагеля;
- зминання елементів з'єднання.

Несуча здатність циліндричного нагеля на один шов з'єднувальних елементів визначається за формулою:

$$T = \min \begin{cases} T_{зг} = T_{зг}^0 \sqrt{m_n m_b k_\alpha k_H} \\ T_{зм} = T_{зм}^0 m_n m_b k_\alpha k_H \end{cases} \quad (\text{П.1})$$

де $T_{зг}^0, T_{зм}^0$ – розрахункова несуча здатність циліндричного нагеля відповідно при згині та зминанні;

m_n – коефіцієнт, який враховує породу деревини;

m_b – коефіцієнт, який залежить від температуро-вологих умов експлуатації;

k_α – коефіцієнт напрямку дії навантаження;

k_H – коефіцієнт, який залежить від типу нагеля.

Для зменшення розтріскування шпал, які поєднуються у брус, оберемо шаховий порядок розташування нагеля (рис. П.1).

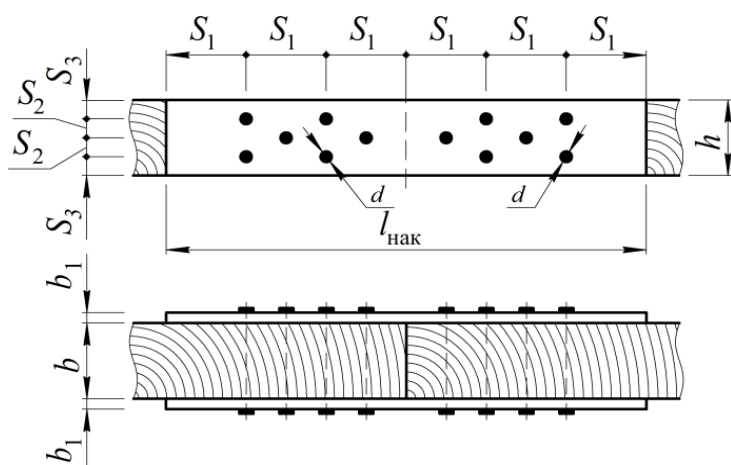


Рис. П.1. Розрахункова схема нагельного з'єднання двох шпал накладками

Число нагелей (болтів) в з'єднанні визначається за формулою:

$$n_H = \frac{N}{T n_{ш}} \geq 2, \quad (\text{П.2})$$

де N – розрахункове зусилля;

T – найменша розрахункова несуча здатність одного нагеля (болта) в з'єднанні;

$n_{ш}$ – число розрахункових швів одного нагеля.

Число 2 в формулі (П.2) вказує на те, що кількість болтів не повинна бути менше за вказане значення.

Для сталених циліндричних болтів $S_1 = 7d$, $S_2 = 3,5d$, $S_3 = 3d$. Відповідно до рисунку П.1 $h = 2S_2 + 2S_3 = 13d$. При висоті обрізної шпали типу I $h = 18$ см діаметр отворів повинен складати $d = 14$ мм.

Далі необхідно визначити товщину накладок b_1 . Припустимо, що в стику з'єднання тільки накладки чинять опір прикладеному навантаженню. Тоді, використовуючи умову міцності при згині за найбільшими нормальними напруженнями (приймаючи до уваги, що поперечний переріз накладки має прямокутну форму) отримаємо товщину однієї накладки:

$$b_1 \geq \frac{3M_{\max}}{[\sigma]h^2}, \quad (\text{П.3})$$

де M_{\max} – максимальний згинальний момент;

$[\sigma]$ – допустимі напруження в накладках. Наприклад, для сталі марки Ст5 $[\sigma] = 200$ МПа.

Максимальний згинальний момент можна визначити, розглянувши балку кінцевої довжини, яка лежить на суцільній пружній основі – модель Фусса-Вінклера.

Оберемо систему координат балки (рис. П.2), для якої приймемо наступне:

- розподілене навантаження q та зосереджена сила F додатні, якщо вони направлені до верху;

- згинальний зосереджений момент M додатний, якщо він направлений за годинниковою стрілкою.

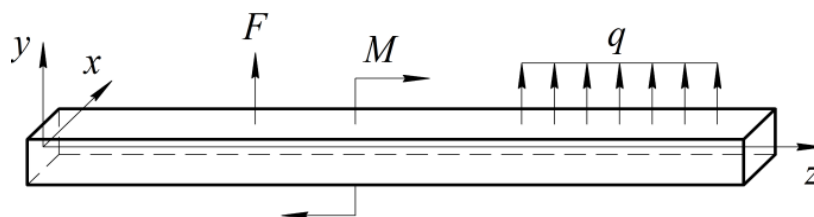


Рис. П.2. Система координат балки на суцільній пружній основі

Загальноприйняті диференційні співвідношення для балки постійного перерізу на суцільній основі мають вигляд:

$$\varphi_z = \frac{dy(z)}{dz}; \quad (\text{П.4})$$

$$-\frac{M_z}{EI} = \frac{d^2y(z)}{dz^2}; \quad (\text{П.5})$$

$$-\frac{Q_z}{EI} = \frac{d^3y(z)}{dz^3}; \quad (\text{П.6})$$

$$\frac{q_z - r_z}{EI} = \frac{d^4y(z)}{dz^4}, \quad (\text{П.7})$$

де φ_z , Q_z , M_z , q_z – кут повороту, поперечна сила, згинальний момент та зовнішнє поперечне навантаження;

EI – поперечна жорсткість балки;

r_z – реактивний опір основи, який складає:

$$r = k y(z),$$

k – коефіцієнт пропорційності:

$$k = k_0 b,$$

k_0 – коефіцієнт постелі балки;

b – ширина балки понизу.

Для розв'язання рівнянь (П.4)-(П.7) застосуємо чисельний метод – метод кінцевих різниць (МКР). МКР заснований на заміні диференційного рівняння задачі системою лінійних алгебраїчних рівнянь шляхом апроксимації похідної різницю значень функції в конкретних точках:

$$\left(\frac{dy}{dz}\right)_i \cong \left(\frac{\Delta y}{\Delta z}\right)_i \approx \frac{y_{i+1} - y_{i-1}}{2S}, \quad (\text{П.8})$$

де S – крок (інтервал) між вузловими точками.

Використовуючи формулу (П.8) запишемо вирази для похідних більш високого порядку:

$$\left(\frac{d^2y}{dz^2}\right)_i \approx \frac{y_{i+1} - 2y_i + y_{i-1}}{S^2}; \quad (\text{П.9})$$

$$\left(\frac{d^3 y}{dz^3}\right)_i \approx \frac{y_{i+2} - 2y_{i+1} + 2y_{i-1} - y_{i-2}}{2S^3}; \quad (\text{П.10})$$

$$\left(\frac{d^4 y}{dz^4}\right)_i \approx \frac{y_{i+2} - 4y_{i+1} + 6y_i - 4y_{i-1} + y_{i-2}}{S^4}. \quad (\text{П.11})$$

Підставимо (П.11) в (П.7) і остаточно отримаємо рівняння, яке безпосередньо пов'язує прогини з навантаженням в вузлах:

$$y_{i+2} - 4y_{i+1} + 6y_i - 4y_{i-1} + y_{i-2} = \frac{(q_i - r_i)S^4}{EI}, \quad (i = 0, 1, 2, \dots n). \quad (\text{П.12})$$

Розіб'ємо балку на n рівних частин (рис. П.3).

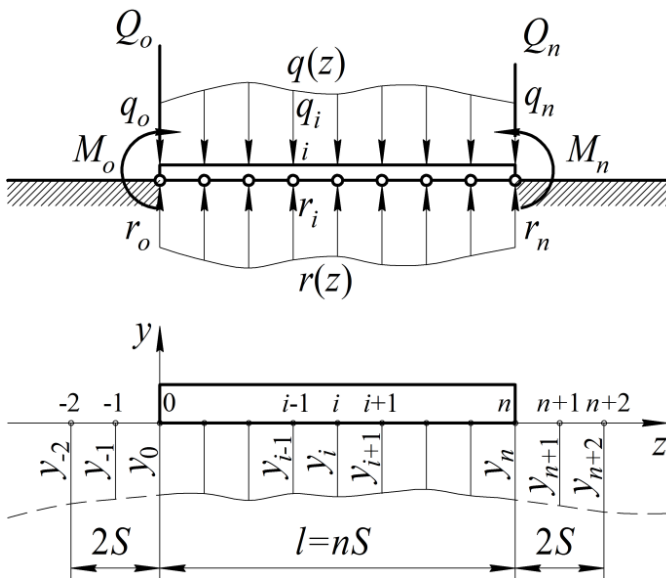


Рис. П.3. Дискретизація балки на суцільній пружній основі:

- а) загальна схема можливого завантаження кінців;
- б) умовна лінія прогинів під навантаженням

- для точки 1

$$y_3 - 4y_2 + 6y_1 - 4y_0 + y_{-1} = \frac{(q_1 - r_1)S^4}{EI};$$

- для точки $n-1$

$$y_{n+1} - 4y_n + 6y_{n-1} - 4y_{n-2} + y_{n-3} = \frac{(q_{n-1} - r_{n-1})S^4}{EI};$$

- для точки n

Якщо записати рівняння для кожної контактної точки, отримаємо $n+1$ лінійних алгебраїчних рівнянь з $n+5$ невідомими.

Значення прогинів за кінцями балки $y_{-2}, y_{-1}, y_{n+1}, y_{n+2}$, встановлюються на основі граничних умов закріплення балки та враховуючи вищезгадані вирази.

- для точки 0

$$y_2 - 4y_1 + 6y_0 - 4y_{-1} + y_{-2} = \frac{(q_0 - r_0)S^4}{EI};$$

$$y_{n+2} - 4y_{n+1} + 6y_n - 4y_{n-1} + y_{n-2} = \frac{(q_n - r_n)S^4}{EI}.$$

При $z = 0$, $M = M_0$, $Q = Q_0$

$$y_{-1} = -\frac{M_0 S^2}{EI} + 2y_0 - y_1;$$

$$y_{-2} = \frac{2S^2}{EI}(Q_0 S - M_0) + 4y_0 - 4y_1 + y_2.$$

При $z = l$, $M = M_n$, $Q = Q_n$

$$y_{n+1} = -\frac{M_n S^2}{EI} - y_{n-1} + 2y_n;$$

$$y_{n+2} = -\frac{2S^2}{EI}(Q_n S + M_n) + y_{n-2} - 4y_{n-1} + 4y_n.$$

У випадку, коли кінці балки ненавантажені, тобто $M = M_0 = M_n = 0$ та $Q = Q_0 = Q_n = 0$, значення прогинів можуть бути визначені у матричному вигляді наступним чином:

$$\{y\} = [A]^{-1} \frac{S^4}{EI} (\{q\} - \{r\}), \quad (\text{П.13})$$

де $\{y\} = \{y_0, y_1, \dots, y_n\}$ – вектор невідомих прогинів в кожній контактній точці;

$[A]$ – матриця, елементами якої виступають значення при невідомих прогинах y ;

$\{q\} = \{q_0, q_1, \dots, q_n\}$ – вектор зовнішнього навантаження в вузлах балки;

$\{r\} = \{r_0, r_1, \dots, r_n\}$ – вектор реактивного тиску у відповідних вузлах балки.

За визначеними значеннями величин прогинів в кожній точці встановлюються відповідні кути повороту, згинальні моменти та поперечні сили.

Брус завантажений двома зосередженими силами Q_1 і Q_2 та реакціями ненавантажених рейок R_1 і R_2 (рис.). Прийmemo, що на обидві рейкові нитки передаються однакові навантаження, так що:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{\beta \cdot l_6}{2} P_{\text{екв}}^{\text{II}}, \quad (\text{П.14})$$

де l_6 – відстань між опорами;

$P_{\text{екв}}^{\text{II}}$ – сила, що еквівалентна від дії усіх коліс екіпажу.

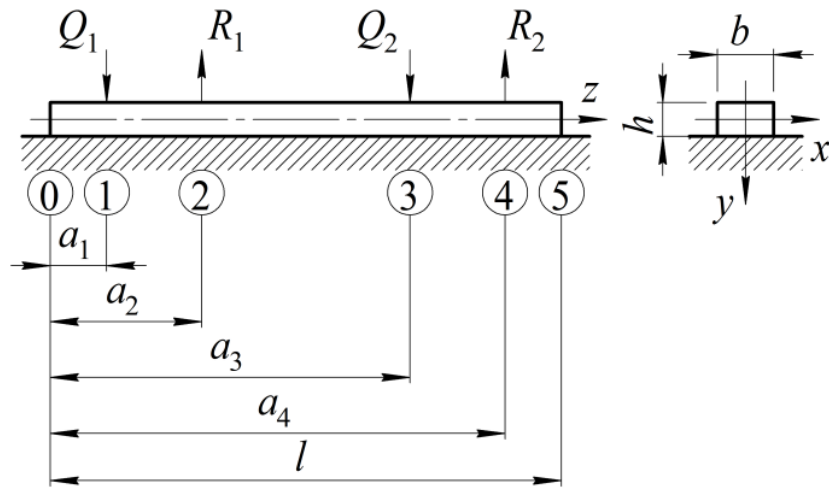


Рис. П.4. Схема дії сил на дерев'яний брус

Реакції ненавантажених рейок визначаються наступним чином:

$$R = -K_k y_o c b l, \quad (\text{П.15})$$

де K_k – коефіцієнт, який враховує конструктивні зв'язки ненавантаженої рейкової нитки та пружної основи;

y_o – прогин бруса в перерізі під ненавантаженою ниткою від впливу сил на навантажені рейки;

c – коефіцієнт постелі бруса;

l – довжина бруса.

На рис. П.5-П.8 показано результати визначення прогинів, кутів повороту, згинальних моментів та поперечних сил.

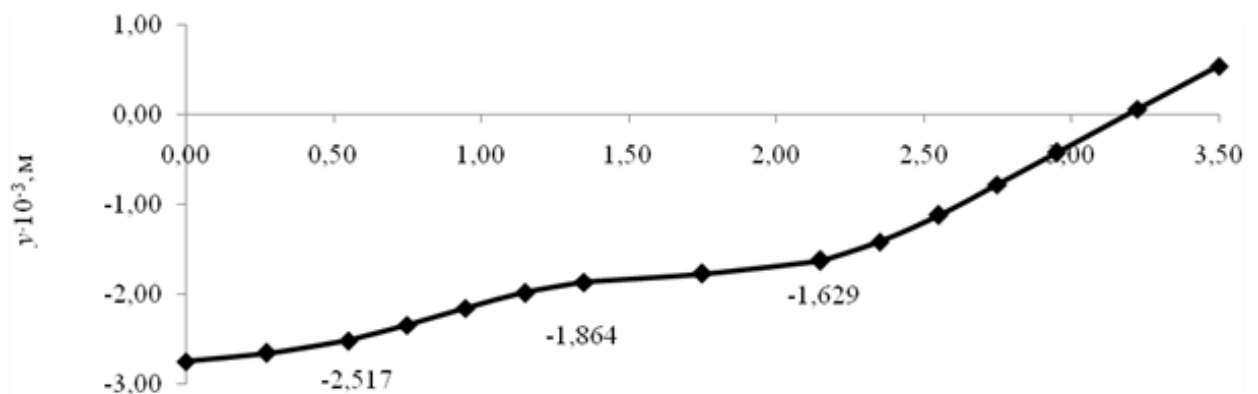


Рис. П.5. Епюра прогинів $y(z)$

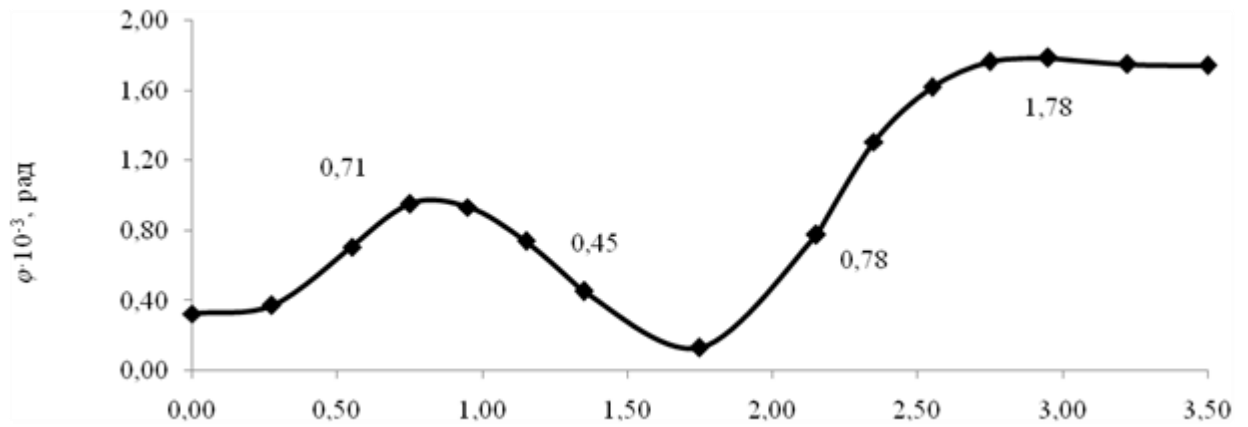


Рис. П.6. Епюра кутів повороту $\varphi(z)$

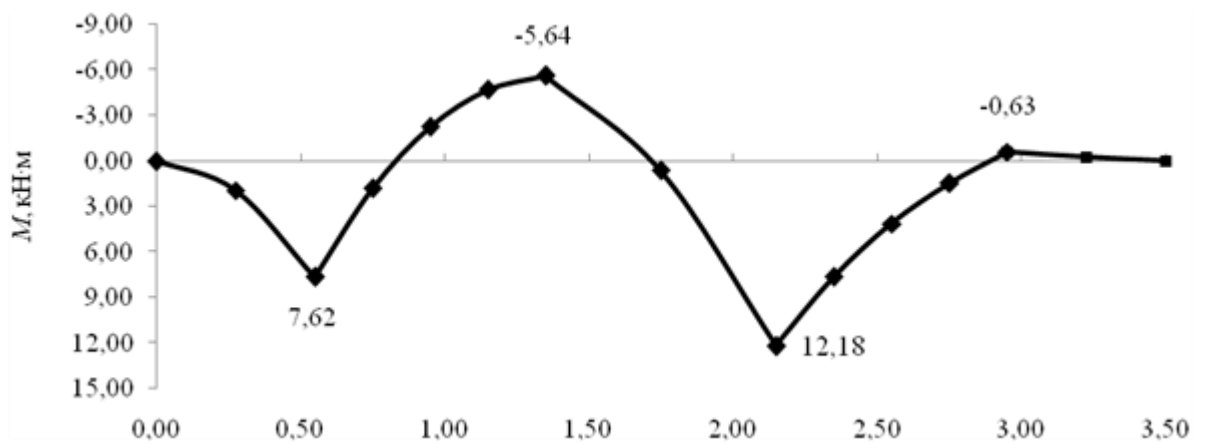


Рис. П.7. Епюра згинальних моментів $M(z)$

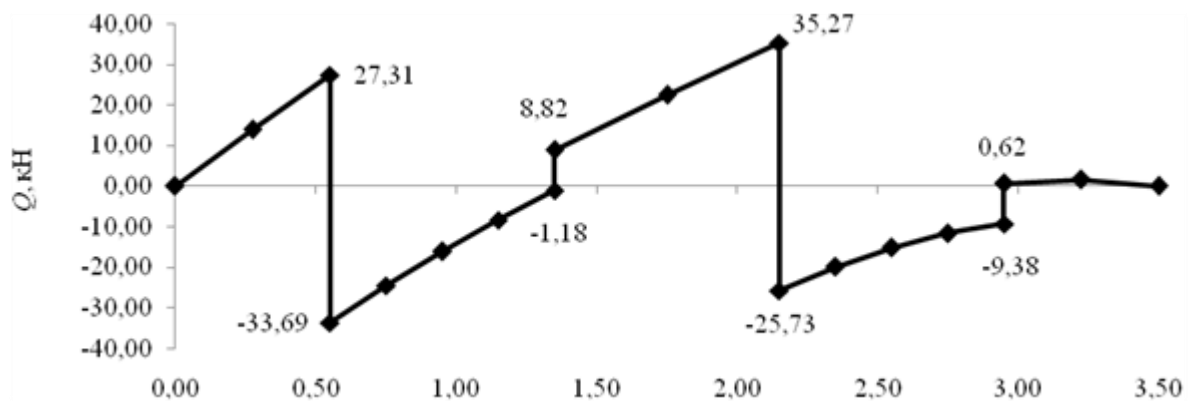


Рис. П.8. Епюра поперечних сил $Q(z)$

При $M_{\max} = 12,18 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $[\sigma] = 200 \text{ МПа}$ і $h = 0,18 \text{ м}$ товщина накладки згідно з формулою (П.3) дорівнює:

$$b_1 = \frac{3 \cdot 12,18}{200 \cdot 0,18^2} = 0,57 \text{ см} \approx 0,6 \text{ см.}$$

Несуча здатність одного шва болтів

- згин болта $T_{зг}^o = 1,8d^2 + 0,02a^2 \leq 2,5d^2$;

- зминання в середніх елементах конструкції $T_{зМ}^{o \text{ сеп}} = 0,5cd$; $c = b = 25 \text{ см}$;

- зминання в крайніх елементах з'єднання $T_{зМ}^{o \text{ кр}} = 0,8ad$, $a = b_1 = 0,6 \text{ см}$. Так як крайні елементи вузла сталеві, тому враховувати їх несучу здатність на зминання не потрібно.

$$T_{зг}^o = 3,53 \text{ кН} \leq 4,90 \text{ кН};$$

$$T_{зМ}^{o \text{ сеп}} = 17,5 \text{ кН.}$$

Розрахункова несуча здатність з врахуванням породи деревини і температурно-вологісних умов:

- згин болта $T_{зг} = 3,53 \sqrt{1,1 \cdot 0,85} = 3,41 \text{ кН}$.

- зминання в середніх елементах $T_{зМ}^{\text{сеп}} = 17,5 \cdot 1,1 \cdot 0,85 = 16,36 \text{ кН}$.

$$n_H = 1,868 \leq 2.$$

Приймаємо два болти діаметром 14 мм.

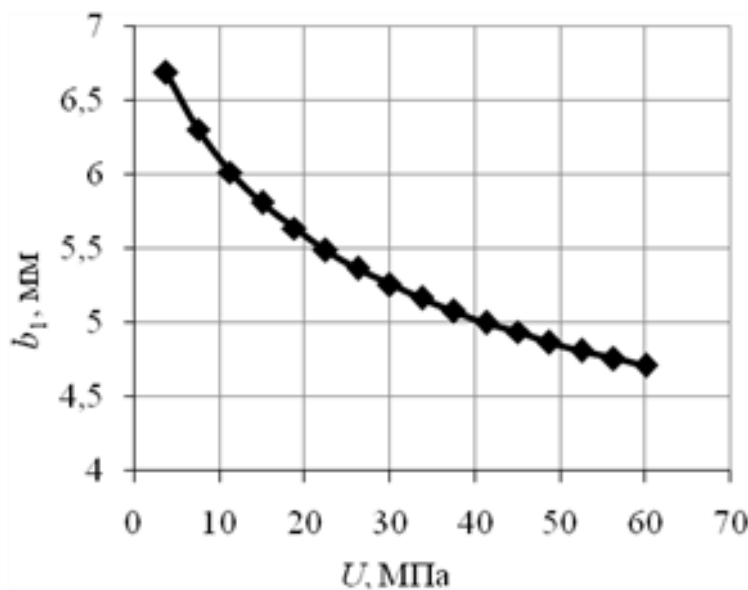


Рис. П.9. Вплив модуля пружності підрейкової основи на товщину накладки

Для більшої жорсткості накладки центральний ряд болтів збільшимо на 1. Згідно з рис. П.1 будемо мати:

$$l_{\text{нак}} = 6 \cdot S_1 = 42d = 588 \text{ мм.}$$

В ході теоретичних досліджень було проаналізовано вплив модуля пружності підрейкової основи на товщину накладки з'єднання, який показав, що зміна проходить за нелінійним законом (рис. П.9).

Збільшення модуля пружності в чотири рази призводить до зменшення величини товщини накладки всього на 1-1,5 мм. Тому пропонується остаточно прийняти $b_1 = 6$ мм.

З конструктивних міркувань на допуски у виготовленні, нагельне з'єднання буде мати вигляд, зображене на рис. П.10.

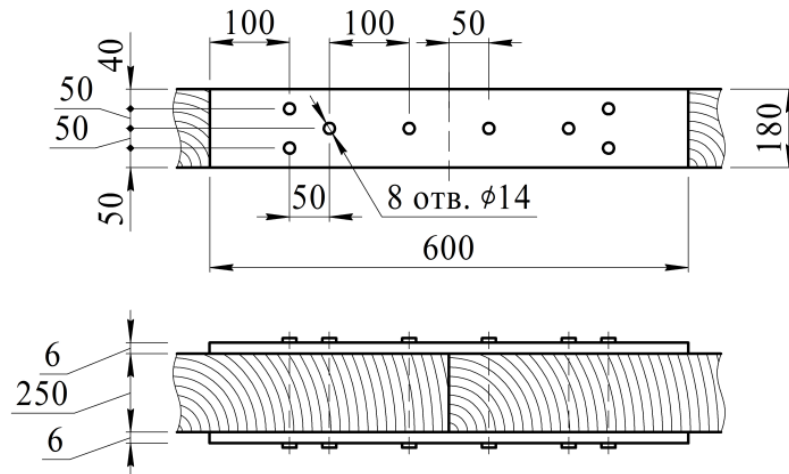


Рис. П.10. Остаточні геометричні розміри нагельного з'єднання

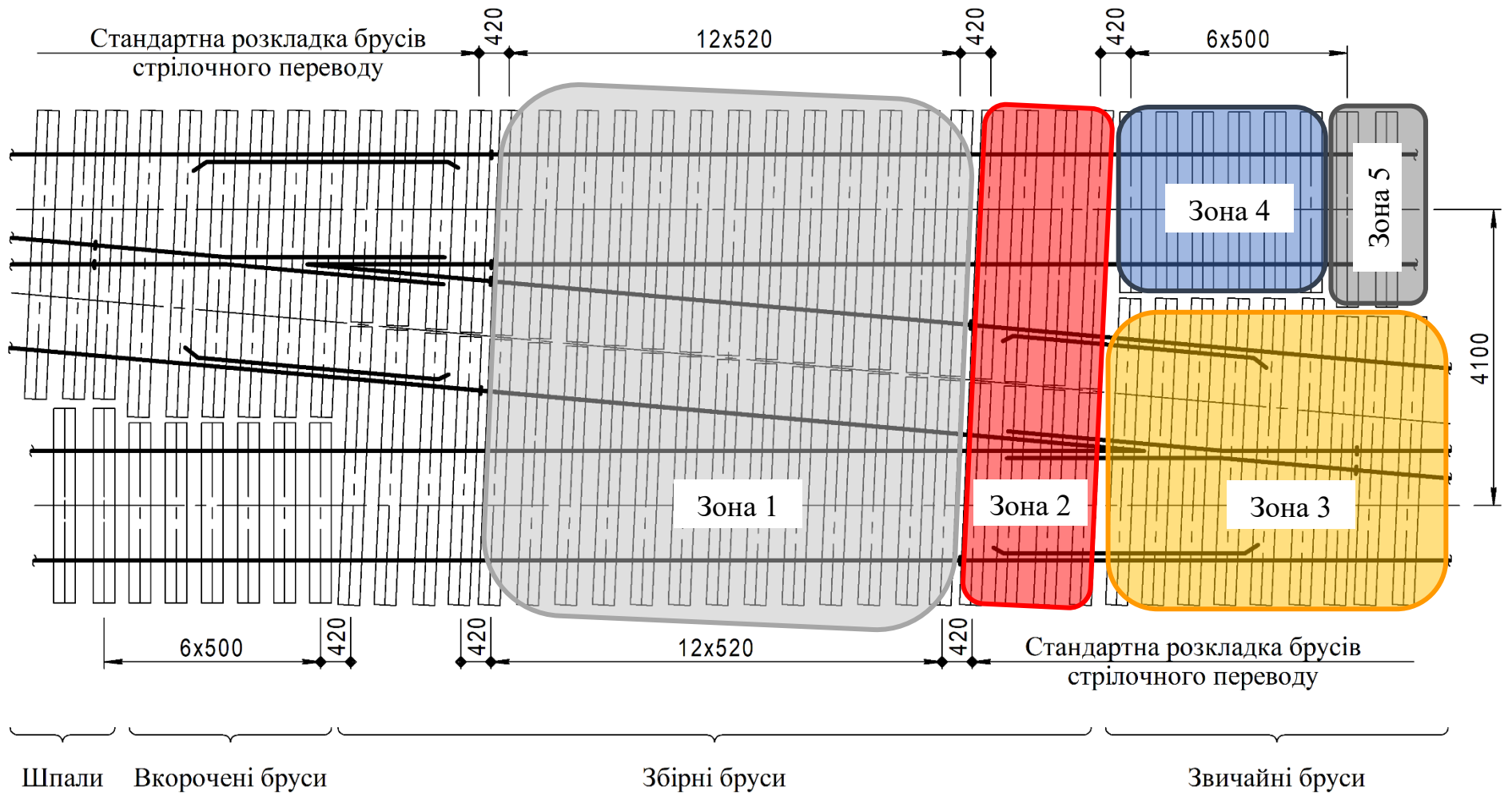


Рис. Р.1. Епюра розкладки стрілочного з'їзду зі збірними брусами

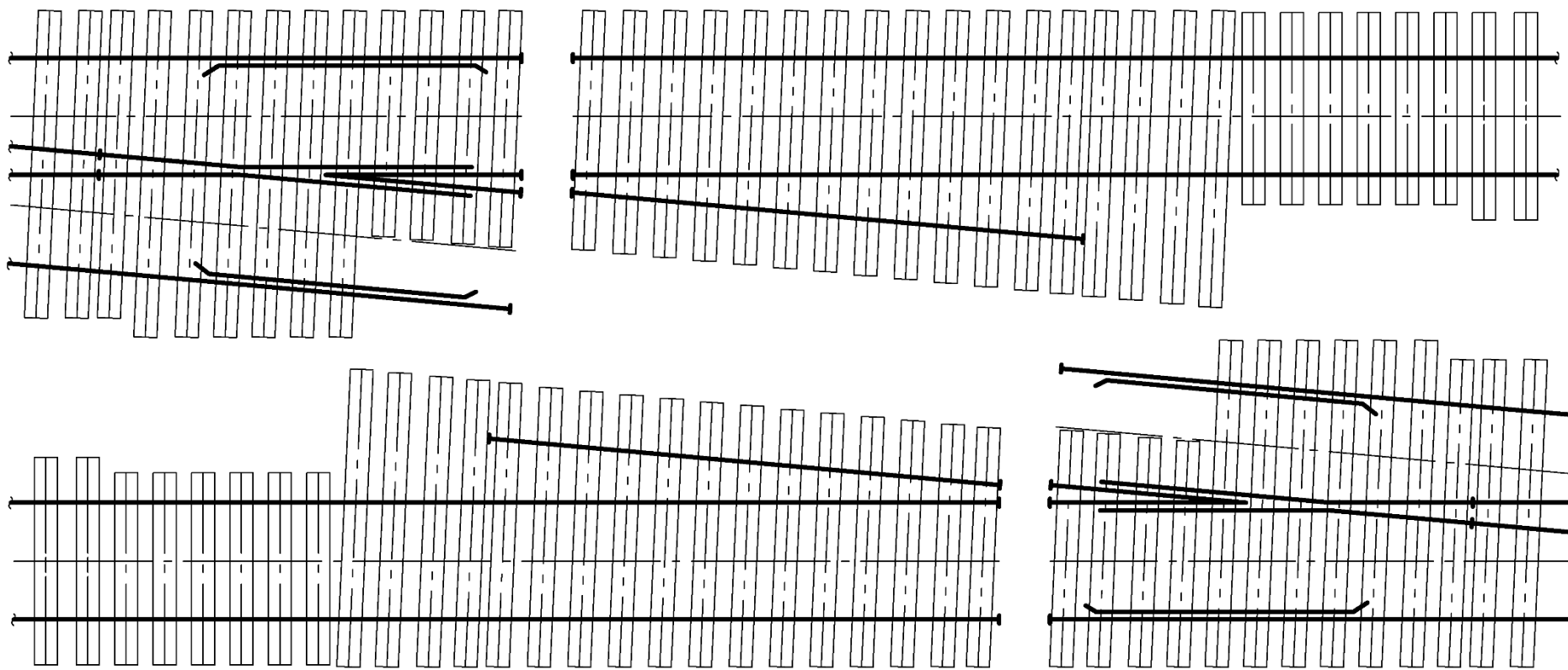


Рис. Р.2. Блоки збірного з'їзду між паралельними коліями

ДОДАТОК С

Акти впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор Дніпровського
національного університету залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна
д-р техн. наук, професор



Б. Є. Бондар

« * » 18 БОЛДАР Б Є 20__ р.

18 ЛИС

АКТ

2020 Р.

про використання результатів дисертаційної роботи

Токарева Сергія Олександровича

«Удосконалення нормативів утримання та конструкції стрілочних з'їздів»

Цей акт складено про те, що в Центрі розвитку професійної освіти (далі – ЦРПО) Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна при підвищенні кваліфікації фахівців колійного господарства АТ «Укрзалізниця» використовуються отримані в дисертаційній роботі Токарева С.О. такі положення та практичні результати:

1. Методика оцінки положення стрілочних з'їздів у плані за ординатами, виміряними від базисної лінії.
2. Результати вимірювання натурального стану стрілочних з'їздів на залізницях України.
3. Методика визначення можливості укладання з'їзду без порушення епюри розкладки брусів в захрестовинній частині стрілочних переводів.
4. Методика формування та укладання блоків стрілочних з'їздів, що мають збірну конструкцію підрейкової основи.

Директор ЦРПО
канд. техн. наук, доцент

О. М. Патласов

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор Дніпровського
національного університету залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна
д-р техн. наук, професор



Б.Є. Бондар

20 10 р.

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
Токарева Сергія Олександровича
«Удосконалення нормативів утримання та конструкції стрілочних з'їздів»

Цей акт складено про те, що в навчальному процесі для студентів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» спеціалізації «Залізничні споруди та колійне господарство» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна прийняті наукові та практичні результати, отримані в дисертаційній роботі Токарева С.О.:

1. Методика оцінки положення стрілочних з'їздів у плані за ординатами, вимірними від базисної лінії (лекції та практичні роботи з дисциплін «Залізнична колія» й «Конструкції стрілочних переводів в особливих умовах»).
2. Реалізація методики формування диференційних рівнянь динаміки взаємодії системи «колія-екіпаж», що базується на парадигмі функційного програмування (практичні роботи з дисципліни «Залізнична колія»).

Директор ННЦ ОБД
канд. техн. наук, доцент

Завідувач кафедри
«Колія та колійне господарство»
канд. техн. наук, доцент

О.В. Губар

М.А. Арбузов