

УДК 629.4.02.001.76
№ держреєстрації 0120U102133

Міністерство освіти і науки України
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
(СНУ ім. В. Даля)



ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор з НР СНУ ім. В. Даля
докт. тех. наук, проф.

Целіщев О. Б.

» _____ 2022 р.

ЗВІТ
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
за проектом «Розроблення науково-технічних рішень проблеми
убезпечення високошвидкісного руху поїздів комбінованого транспорту
на залізницях України»
(тема ДН 05-20, заключний)

Начальник НДЧ
канд. техн. наук, доц.

Бойко Г. О.

Керівник НДР
докт. техн. наук, проф.

Дьомін Ю. В.

2022

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР.

Професор кафедри ЗАТ та ПТМ,
докт. техн. наук, професор

Дьомін Ю. В.
(вступ, розд. 1, 2, 3, 4, 5,
6, висновки)

Відповідальний виконавець.

Доцент кафедри ЗАТ та ПТМ,
канд. техн. наук, доцент

Сергієнко О. В.
(розд. 2, 5, висновки)

Виконавці:

Завідувач кафедри ЗАТ та ПТМ,
докт. техн. наук, професор

Горбунов М. І.
(розд. 1, 2, 3, 4, висновки)

Професор ДУІТ,
с.н.с. кафедри ЗАТ та ПТМ,
докт. техн. наук, доцент

Фомін О. В.
(розд. 1, 7, висновки)

С.н.с. кафедри ЗАТ та ПТМ,
канд.техн.наук, с.н.с., доцент

Черняк Г. Ю.
(розд. 1, 2, 3, 6, 7,
висновки)

Доцент кафедри УкрДУЗТ,
докт.техн.наук., доцент

Ловська А. О.
(розд. 2, 7, висновки)

Член правління компанії
Domin Rail Sp. z o.o.,
докт.техн.наук

Дьомін Р. Ю.
(розд. 1, 2, 3, 6, 7,
висновки)

Докторант кафедри ЗАТ та ПТМ,
канд.техн.наук, доцент

Морнева М. О.
(розд. 2, 3)

Доцент кафедри ЗАТ та ПТМ,
канд.техн.наук

Ноженко В. С.
(розд. 4)

В.о. декана факультету ТіБ
канд.техн.наук, доцент



Кузьменко С. В.
(розд. 5)

Н.с. кафедри УкрДУЗТ
канд.техн.наук



Рибін А. В.
(розд. 7)

Аспірантка каф. ЗАТ та ПТМ



Ковтанець Т. М.
(розд. 4, 5)

Аспірантка каф. ЗАТ та ПТМ



Вакулік М. М.
(розд. 5)

Аспірант кафедри ЗАТ та ПТМ



Загорський Д. В.
(розд. 2)

Н.с. кафедри ЗАТ та ПТМ



Балковська Г. В.
(розд. 5)

Студент кафедри ЗАТ та ПТМ



Біловол Є. О.
(розд. 2, 4)

Студент кафедри ЗАТ та ПТМ



Коротенко Б. М.
(розд. 5)

Студент кафедри ЗАТ та ПТМ



Гирман Р. М.
(розд. 6)

Студент кафедри ЗАТ та ПТМ



Колесник О. Ю.
(розд. 3)

Студент кафедри ЗАТ та ПТМ



Светлов А. П.
(розд. 2)

Підписи авторів затверджую,
керівник НДР



Дьомін Ю. В.

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 198 с., 20 табл., 55 рис., 1 дод., 118 джерел.

БЕЗПЕКА РУХУ, ВАНТАЖНИЙ РУХОМИЙ СКЛАД, ДИНАМІКА РУХУ, КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, МІЦНІСТЬ, НЕСІВНІ КОНСТРУКЦІЇ

Об'єкт дослідження – процеси, що забезпечують гарантовану безпеку технічної експлуатації транспортних засобів залізниць за показниками стійкості в рейковій колії і несівної здатності екіпажних частин.

Мета проєкту полягає у створенні науково-технічного продукту у вигляді комплексу науково обґрунтованих технічних рішень, спрямованих на забезпечення гарантованої безпеки експлуатації залізничних транспортних засобів при високих швидкостях руху у складі поїздів комбінованого транспорту.

Методи дослідження – для виконання поставлених в роботі програмних завдань застосовано методи обчислювальної механіки й методи теорії коливань та математичне моделювання просторових коливань систем твердих тіл. Аналіз напружено-деформованого стану несівних конструкцій виконувався з застосуванням метода скінчених елементів з використанням просторових геометричних моделей.

Одержано наступні наукові та практичні результати: розроблено математичні моделі, що дозволяють досліджувати динаміку вантажних вагонів в поїздах у завантаженому і порожньому станах при різних характеристиках технічного стану ходових частин і колії; розроблено методику визначення динамічних показників безпеки руху рейкових транспортних засобів комбінованого транспорту, що ґрунтується на методах оперативного розслідування сходження та визначення причин сходження; розроблено концепцію оцінювання ризиків сходжень рухомого складу з рейок, яка об'єднує ідентифікацію механічних ризиків сходжень з технологією комп'ютерного моделювання динаміки рухомого складу; сформульовано загальні вимоги до

програмно-апаратного комплексу та реалізовано технічні рішення мобільної системи для визначення динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації; рекомендовано до використання розрахунково-експериментального методу прогнозування динамічних характеристик рейкових екіпажів, що базується на збалансованому взаємному доповненні математичного моделювання динаміки рухомого складу та випробувань за спрощеною схемою; запропоновано удосконалити відповідну нормативну базу шляхом застосування сучасних методів і засобів оцінки характеристик екіпажних частин, що ґрунтуються на принципах інтеграції та гармонізації вітчизняних керівних документів з відповідними актами країн ЄС.

ЗМІСТ

ВСТУП	11
1 РОЗРОБКА УДОСКОНАЛЕНИХ ПІДХОДІВ ДО ЕФЕКТИВНОГО ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ ГАРАНТОВАНОЇ БЕЗПЕКИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ....	14
1.1 Аналіз та узагальнення результатів попередніх досліджень з залученням сучасних методів і засобів оцінки показників безпечного функціонування технічних систем.....	14
1.1.1 Огляд наукових праць з дослідження динамічних процесів, що супроводжують рух рейкових екіпажів.....	14
1.1.2 Проблеми визначення причин сходження рухомого складу з рейок.....	18
1.2 Математичне моделювання динамічних процесів, що супроводжують рух рейкових транспортних засобів комбінованого транспорту.....	21
1.2.1 Основні засади комп'ютерного моделювання динаміки руху рейкових транспортних засобів.....	22
1.2.2 Дослідження шляхом комп'ютерного моделювання залежностей динамічних показників безпеки руху вагонів від параметрів екіпажних частин та технічних характеристик залізничної колії.....	28
2 КОМПЛЕКСНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНИХ УМОВ БЕЗПЕЧНОЇ ТА КОМФОРТНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ.....	38
2.1 Дослідження шляхом математичного моделювання динаміки залежностей показників безпеки руху вантажних вагонів від параметрів екіпажних частин та технічних характеристик.....	38
2.1.1 Оцінка безпеки руху за динамічними показниками.....	38
2.1.2 Розрахункові варіанти щодо технічного стану ходових	

частин вагона.....	44
2.1.3 Результати оцінки впливу технічного стану ходових частин та колії на стійкість вантажного вагона від сходження з рейок.....	47
2.2 Розроблення методики визначення динамічних показників безпеки руху рухомого складу комбінованого транспорту.....	51
2.2.1 Встановлення механічних причин сходження рухомого складу з рейок.....	51
2.2.2 Комп'ютерна модель для визначення динамічних показників безпеки руху вагонів.....	52
2.2.3 Вихідні величини при моделюванні динаміки руху вагонів з метою визначення ймовірних причин їх сходження з рейок у складі поїздів.....	61
3 РОЗРОБКА КОНЦЕПЦІЇ ОЦІНЮВАННЯ РИЗИКІВ СХОДЖЕНЬ РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙОК.....	64
3.1 Динамічні явища, що сприяють розвитку аварійних ситуацій.	65
3.1.1 Резонансні режими руху вантажного вагона у порожньому стані.....	65
3.1.2 Визначення критичних швидкостей.....	69
3.2 Ідентифікація механічних ризиків сходжень за технологією комп'ютерного моделювання динаміки руху рейкових екіпажів....	72
3.2.1 Планування комп'ютерного експерименту.....	72
3.2.2 Декомпозиція чинників події сходження.....	75
3.3 Розробка рекомендацій щодо оперативного встановлення значущості чинників сходження.....	78
3.3.1 Побудова плану повнофакторного експерименту.....	78
3.3.2 Оцінювання ризиків сходження.....	80
4 ДОСЛІДЖЕННЯ З РОЗВИТКУ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ РУХОМОГО СКЛАДУ.....	83
4.1 Удосконалення комплексу засобів визначення динамічної	

навантаженості рухомого складу і колійної структури.....	83
4.1.1 Системи моніторингу технічного стану рухомого складу в умовах експлуатації.....	83
4.1.2 Мобільна система визначення динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації.....	86
4.1.3 Система контролю впливу рухомого складу на колію.....	96
4.2 Подальший розвиток розрахунково-експериментального методу прогнозування динамічних характеристик рейкових екіпажів.....	99
4.2.1 Загальні відомості.....	99
4.2.2 Процедура застосування розрахунково-експериментального методу.....	101
5 ФОРМУВАННЯ ЗАГАЛЬНИХ ТЕХНІЧНИХ ВИМОГ ДО ЕКІПАЖНИХ ЧАСТИН ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ.....	111
5.1 Аналіз нормативної документації щодо розрахунків і оцінки міцності несівних елементів та динамічних якостей екіпажних частин рухомого складу колії 1520 мм і колії 1435 мм.....	111
5.1.1 Система динамічних показників безпеки руху рухомого складу колії 1435 мм.....	111
5.1.2 Порівняння нормативних вимог щодо рухомого складу колій 1520 мм і 1435 мм.....	115
5.2 Складання технічних вимог до екіпажних частин високошвидкісного рухомого складу для комбінованих перевезень контейнерів і контрейлерів.....	117
5.2.1 Вимоги до розробки екіпажних частин швидкісного рухомого складу.....	117
5.2.2 Використання засобів комп'ютерного моделювання для вибору раціональних параметрів екіпажних частин.....	123
6. УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕДУР ДОПУСКУ РУХОМОГО СКЛАДУ	

ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗА ДИНАМІЧНИМИ ПОКАЗНИКАМИ БЕЗПЕКИ РУХУ.....	128
6.1 Аналіз досвіду введення в експлуатацію рухомого складу з високими конструкційними швидкостями.....	128
6.1.1 Цілеспрямоване управління безпекою руху поїздів.....	128
6.1.2 Шляхи удосконалення процедур допуску рухомого складу до експлуатації.....	131
6.2 Дослідження з оновлення нормативної бази стосовно введення в експлуатацію рухомого складу нового покоління на основі інтеграції та гармонізації вітчизняних керівних документів з відповідними актами країн ЄС.....	132
6.2.1 Гармонізація вимог до натурних випробувань рухомого складу.....	132
6.2.2 Рекомендовані процедури підтвердження можливості експлуатації рухомого складу.....	137
6.2.2.1 Стаціонарні випробування.....	138
6.2.2.2 Випробування на міцність і стійкість несівних конструкцій.....	144
6.2.2.3 Ходові динамічні випробування.....	147
7 ДИНАМІКА І МІЦНІСТЬ ВАГОНІВ-ПЛАТФОРМ ДЛЯ ІНТЕРМОДАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ.....	152
7.1 Стійкість від сходження з рейок вагонів-платформ для інтермодальних перевезень.....	152
7.1.1 Динамічні показники безпеки руху вагонів-платформ з триелементними візками.....	153
7.1.2 Оцінка стійкості в рейковій колії вагонів для швидкісних контейнерних перевезень.....	157
7.1.3 Оцінка стійкості в рейковій колії вагонів для швидкісних контейнерних перевезень.....	161
7.1.3.1 Динамічні моделі вагонів-платформ.....	162
7.1.3.2 Результати дослідження стійкості вагонів-платформ від	

сходження з рейок.....	163
7.2 Експериментальне дослідження міцності несівної конструкції вагона-платформи при наднормованих режимах.....	166
7.2.1 Експериментальне дослідження міцності несівної конструкції вагона-платформи при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами.....	166
7.2.2 Експериментальне дослідження міцності несучої конструкції вагона-платформи при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами.....	171
ВИСНОВКИ.....	174
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	178
ДОДАТОК А ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІС І РЕЙОК ЗА ДОПОМОГОЮ ВИМІРЮВАЛЬНИХ КОЛІСНИХ ПАР	190

ВСТУП

Організація високошвидкісного руху вантажних поїздів становить необхідну умову для прискореного розвитку транспортного комплексу України та інтеграції вітчизняних залізниць у загальноєвропейську транспортну систему. Між тим, поточний стан технічної бази залізниць України характеризується критичним зносом рухомого складу. Локомотиви і вагони застарілих типів спричиняють підвищений вплив на колійну структуру, створюючи тим самим пряму загрозу безпеці руху поїздів.

Виходячи з негативної техніко-економічної ситуації, що склалась в галузі залізничного транспорту, можна стверджувати, що перспективи підвищення конкурентоспроможності залізниць на ринку транспортних послуг мають бути пов'язані з техніко-організаційними заходами щодо технічного переозброєння залізниць на основі впровадження прогресивних перевізних технологій. При цьому ключовою проблемою є суттєве підвищення швидкостей руху поїздів, перш за все призначених для перевезень вантажів за змішаними схемами, за умови гарантованої безпеки технічної експлуатації.

Нагальна потреба у суттєвому підвищенні швидкостей руху на залізницях України вимагає вирішення науково-технічної проблеми створення рухомого складу нової генерації з високими конструкційними швидкостями і пониженою дією на колійну структуру. У зв'язку з цим постає завдання розроблення комплексу науково обґрунтованих технічних рішень, спрямованих на забезпечення гарантованої безпеки експлуатації залізничних транспортних засобів при високих швидкостях руху у складі поїздів комбінованого транспорту.

Для вирішення цього головного завдання у рамках проекту передбачено розроблення відповідних технічних вимог та виконання досліджень з раціонального вибору конструкційних схем і параметрів екіпажних частин спеціалізованого високошвидкісного рухомого складу. При цьому вирішується низка задач, як от:

- розробка удосконалених підходів до ефективного вирішення проблеми

гарантованої безпеки технічної експлуатації високошвидкісного рухомого складу на основі узагальнення результатів попередніх напрацювань та поглиблених досліджень з залученням сучасних методів і засобів оцінки показників безпечного функціонування технічних систем;

- комплексні дослідження технічних умов безпечної та комфортної експлуатації високошвидкісного рухомого складу, призначеного для вантажних перевезень за комбінованими схемами і розроблення методики визначення динамічних показників безпеки руху рухомого складу комбінованого транспорту;

- розробка концепції оцінювання ризиків сходжень рухомого складу з рейок на основі об'єднання ідентифікації механічних ризиків сходжень з технологією комп'ютерного моделювання динаміки руху рейкових екіпажів з видачею рекомендацій щодо оперативного встановлення значущості чинників сходження та формування обґрунтованих нормативних вимог, що забезпечують гарантований рівень безпеки руху поїздів;

- дослідження з розвитку методів оцінки забезпеченості експлуатаційної безпеки рухомого складу шляхом удосконалення комплексу засобів визначення динамічної навантаженості рухомого складу і колійної структури;

- формування загальних технічних вимог до екіпажних частин високошвидкісного рухомого складу для комбінованих перевезень контейнерів і контрейлерів за результатами науково-технічних розробок, отриманих в ході виконання завдань проєкту, з урахуванням відповідної нормативної документації ЄС;

- розробка системного підходу до оцінки міцнісних та динамічних характеристик рухомого складу з метою удосконалення процедур допуску рухомого складу до експлуатації за динамічними показниками безпеки руху на основі інтеграції та гармонізації вітчизняних керівних документів з відповідними актами країн ЄС.

У звіті викладено результати досліджень за проєктом на підставі Наказу МОН України № 499 від 10.04.2020 р. у відповідності до технічного завдання на виконання НДР за темою: «Розроблення науково-технічних рішень проблеми

убезпечення високошвидкісного руху поїздів комбінованого транспорту на залізницях України».

1 РОЗРОБКА УДОСКОНАЛЕНИХ ПІДХОДІВ ДО ЕФЕКТИВНОГО ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ ГАРАНТОВАНОЇ БЕЗПЕКИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Аварійні ситуації на залізницях, що пов'язані зі сходженням одиниць рухомого складу з рейок, залежать від багатьох причин як об'єктивного, так і суб'єктивного характеру [1]. Рівень експлуатаційної безпеки рейкових екіпажів у механічному сенсі визначається головним чином запасом їхньої стійкості від сходження з рейок [4].

1.1 Аналіз та узагальнення результатів попередніх досліджень з залученням сучасних методів і засобів оцінки показників безпечного функціонування технічних систем

На шляху забезпечення необхідного рівня безпеки руху поїздів постає задача з визначення й усунення типових причин сходжень рухомого складу з рейок. Встановлення чинників, що напевно призвели до сходження одиниць рухомого складу з рейок, є завданням причинно-наслідкового аналізу, що складно піддається вирішенню. Це завдання ускладнюється значною кількістю механічних чинників, які сукупно впливають на процеси, що супроводжують рух поїздів [4-7]. Чинниками сходження можуть виступати характеристики й параметри технічного стану рухомого складу поїзда, вагони якого зійшли з рейок, стан утримання колії на ділянці сходження, схема формування та режим руху поїзда тощо. Визначення найбільш вагомих причин – це одна з складових забезпечення безпеки руху й запобігання виникненню подібних подій.

1.1.1 Огляд наукових праць з дослідження динамічних процесів, що супроводжують рух рейкових екіпажів

В механічному сенсі умови безпеки руху поїздів безпосередньо пов'язані з динамікою рейкових екіпажів, а саме з проблемами їх бокових коливань.

Характерною особливістю бокових коливань транспортних засобів, рух яких направляється рейковою колією, є схильність за певних умов до самозбудження автоколивань [8]. Подібні автоколивальні системи широко відомі в техніці. Це, наприклад, автоколивальні режими керованих коліс автомобіля [9], шимі переднього колеса літакового шасі [10], флатер крила літака й інших пружних конструкцій, котрі перебувають в потоках рідини або газу [11]. Потенційно автоколивальними системами є також рідинні ракети-носії космічних апаратів внаслідок кавітаційних явищ у паливних магістралях [12].

В теорії нелінійних коливань автоколивальним режимам руху механічних систем приділяється особлива увага. В основу досліджень автоколивальних систем покладено ідеї й методи наукової школи Л.І. Мандельштама і О.О. Андропова [13-16]. Оскільки переважна більшість типів залізничних екіпажів представляє машини з вузлами тертя, то з точки зору аналізу їх автоколивань цікаві методи, які застосовуються для досліджень систем з сухим тертям [17-19].

Найменше значення швидкості руху, при якому виникають незгасаючі бокові коливання того чи іншого рейкового екіпажу, отримало назву критичної швидкості $v_{кр}$. Вперше поняття критичної швидкості як величини швидкості поступального руху екіпажу, перевищення якої викликає коливання виляння, використав Картер (F. W. Carter) [20, 21]. Якщо критичні швидкості опиняються у робочому діапазоні швидкостей руху рейкового екіпажу того чи іншого типу, то це в кращому випадку може призвести до прискорення спрацювання елементів ходових частин і колії, котрі взаємодіють. При значному ступені нестійкості виникає реальна загроза для безпеки руху. Крім того, додаткова енергія локомотива витрачається на підтримання постійної швидкості поїзда з вагонів, рух яких супроводжується автоколиваннями. Таким чином, критичні швидкості з виляння визначають межі порогових змін динамічних властивостей рейкових екіпажів.

Гострота проблеми автоколивань виляння швидкісного рухомого складу пояснюється, перш за все, необхідністю забезпечення безпеки руху поїздів. Тому важлива достовірність визначення критичних швидкостей $v_{кр}$. У низці праць

містяться практичні рекомендації з експериментального визначення величини критичної швидкості. Наприклад, за [22] вважається, що критична швидкість досягається, коли поперечні прискорення візка перевищують $0,8 g$ впродовж $1,5$ с. В роботі [23] відмічається що практичною ознакою досягнення екіпажем своєї критичної швидкості може бути різке збільшення (в $2...3$ рази) поперечних прискорень колісної пари. В статті [24] вказується, що перевищення критичної швидкості характеризується різким збільшенням середніх квадратичних відхилень горизонтальних поперечних прискорень як колісних пар, так і кузова (біля п'ятникових вузлів). При цьому відмічено домінування одної і тієї ж частоти у всіх процесах, що характеризують бокові коливання екіпажу.

Спеціальні дослідження, проведені під час випробувань високошвидкісного поїзда TGV французьких залізниць, показали, що досягнення критичної швидкості призводить до різкого підвищення рівня навантаженості ходових частин і колійної структури. Так, для одного з варіантів вагона поїзда TGV отримано, що горизонтальні поперечні прискорення рам візків і бокові сили збільшились у 4 рази [25].

Загалом бокові автоколивання рейкових екіпажів характеризуються порівняно невеликими амплітудами переміщень внаслідок конструкційних обмежень. У значно більшій мірі проявляються сили і прискорення, що відповідають граничним циклам усталених коливань. В реальних умовах експлуатації відбувається накладення автоколивань на процеси вимушених коливань. Проте найбільш суттєвий вклад у величини, що визначають динамічну навантаженість екіпажних конструкцій, вносять автоколивання [26]. Нестабільність рейкових екіпажів викликає різке збільшення рівня бокових сил, що призводить до розладу колії. Тим самим створюється реальна загроза безпеці руху.

У Північній Америці аварії через виляння екіпажів складають більше 10% від загального числа щорічних сходжень рухомого складу з рейок [27]. Поперечні коливання виляння візків викликають надмірні бічні сили дії коліс на колію, збільшують витрату палива, підвищують пошкоджуваність вантажів, чутливих до

динамічних навантажень, і призводять до додаткових ушкоджень елементів рухомого складу та залізничної інфраструктури.

Самозбудження бокових коливань засобів рейкового транспорту викликається втратою ними стійкості незбуреного руху. Дослідження умов втрати стійкості динамічними системами пов'язано з застосуванням створеної О. М. Ляпуновим [28] і розвиненою його послідовниками теорії стійкості руху [29-33].

Втрата екіпажем стійкості в колії означає, що його вібропереміщення в поперечному горизонтальному напрямку наростатимуть до тих пір, поки гребені коліс не вступають в періодичний контакт з головками рейок [34]. Таким чином встановлюються граничні цикли бокових коливань екіпажів, тобто автоколивальні режими руху. Сталі автоколювання рейкових екіпажів на спрощених моделях досліджувались асимптотичними методами нелінійної механіки, розробленими М. М. Боголюбовим і Ю. О. Митропольським [35]. Такий підхід використовувався в працях [36, 37]. В указаних працях викладено результати досліджень впливу на характеристики граничних циклів коливань умов взаємодії коліс і рейок.

Проблема виляння рейкових екіпажів вивчалась за допомогою фізичних моделей і в натурних умовах у зв'язку з розробкою рухомого складу для швидкісних ліній Японії [38, 39]. Ці дослідження дозволили встановити особливості бокових коливань рейкових екіпажів при високих швидкостях руху. Зокрема, експериментально було вперше встановлено, що величина швидкості руху, при якій виникає виляння екіпажів, чутлива до умов зчеплення коліс і рейок [39].

Величина критичної швидкості в більшою чи меншою мірою залежить від різних параметрів екіпажів. Найбільш чутлива величина $v_{кр}$ до характеристик ходових частин. В ряді праць відмічено суттєвий вплив на динамічні якості рухомого складу форми поверхні кочення колеса [40-43].

Дотичні сили взаємодії коліс рухомого екіпажу і рейкової колії (сили псевдоковзання або крипу) за своєю структурою є неконсервативними позиційними силами [31]. В теорії коливань системи, що піддані дії неконсервативних позиційних сил, відносяться до активних систем. Такі системи схильні до самозбудження коливань.

Стосовно динаміки рухомого складу залізниць ефективно використання методів теорії стійкості, зокрема першого наближення Ляпунова, здійснено В. А. Лазаряном [44]. Запропоновані ним підходи до побудови математичних моделей і орієнтація на використання прогресивних методів аналізу з застосуванням обчислювальної техніки послужили міцною основою для прискореного розвитку досліджень динаміки рухомого складу.

1.1.2 Проблеми визначення причин сходження рухомого складу з рейок

Стійкість залізничного рухомого складу на рейковій колії визначається головним чином запасом стійкості колісних пар проти сходження з рейок. Теорія стійкості рухомого складу набула практичного застосування значною мірою завдяки зусиллям багатьох видатних учених [4, 6, 44]. Критерії стійкості колісних пар до сходу з рейок, які використовуються на залізницях різних стандартів для оцінки умов безпеки, мають деякі відмінності.

Встановлення чинників, що напевно призвели до сходження одиниць рухомого складу з рейок, є завданням причинно-наслідкового аналізу, що складно піддається вирішенню. Це завдання ускладнюється значною кількістю механічних чинників, які сукупно впливають на процеси, що супроводжують рух поїздів. Чинниками сходження можуть виступати характеристики й параметри технічного стану рухомого складу поїзда, вагони якого зійшли з рейок, стан утримання колії на ділянці сходження, схема формування та режим руху поїзда тощо. Визначення найбільш вагомих причин – це одна з складових забезпечення безпеки руху й запобігання виникненню подібних подій.

Встановлення механічних причин сходження рухомого складу з рейок є достатньо складним завданням з огляду на значну кількість чинників, що сприяли сходженню, й неповноту інформації, яка характеризує різноманітні причини або їх збіг стосовно певної транспортної події. За результатами обстежень численних випадків транспортних подій встановлено рухомого складу з рейок. В табл. 1.1 наведено ознаки типових механізмів сходжень.

Таблиця 1.1 – Ознаки типових механізмів сходження рухомого складу з рейок

Механізм сходження	Ознаки
Перекочування колеса через головку рейки	Виразні сліди перекочування колеса через голівку рейки на рейці, скріпленнях, шпалах без явних ознак зміни положення колії до сходу
Витискання вагона (вагонів)	Відсутні сліди перекочування колеса через рейку, перекісне розташування вагонів і їх елементів після сходження з рейок
Перекидання вагона (вагонів)	Положення вагона (вагонів) «на боці» без слідів кочення по шпалах і кріпленнях
Зрушення рейко-шпальної решітки	Виникнення помітної нерівності рейок в плані із зсувом шпал по баласту, наявність зазорів між торцями шпал і баластом
Розпирання рейкової колії	Перекидання або відхилення рейки, провал коліс рухомого складу всередину колії
Викид безстикової колії	Викривлення рейкової пліті

Сходження екіпажів з рейок відбуваються внаслідок несприятливого сполучення сил взаємодії коліс і рейок, обумовленими динамікою рухомого складу, яка в свою чергу залежить від конструктивних особливостей і стану утримання ходових частин та колії, а також від схеми формування поїзда та режиму його ведення. У процесі визначення причин сходжень важливо досліджувати вплив зношеності елементів екіпажа і колії, що взаємодіють, на стійкість рухомого складу в рейковій колії.

Під час службового розслідування встановлюється вся можлива інформація стосовно сходження, й далі вона використовується в якості вихідної для з'ясування того, які ж саме чинники обумовили досліджувану транспортну подію.

При цьому чинниками причин сходження можуть бути обставини, характеристики або параметри, які відносяться до рухомого складу, рейкової колії, режиму руху поїзда тощо.

У випадках, коли службове розслідування не виявило порушення «граничних значень» за жодним з регламентованих чинників події, або, навпаки, встановлено сумісне порушення за кількома чинниками, то ступінь достовірності висновків про основні причини події зменшується. В цих випадках нелегко однозначно визначити причину сходження, виявити серед декількох ймовірних чинників найбільш суттєвий у від'ємному сенсі, тобто такий, за відсутності якого сходження не сталося б. Також важливо з'ясувати найбільш суттєву причину сходження рухомого складу з рейок у випадку, коли одночасно порушені вимоги нормативних документів з безпеки руху за кількома факторами.

Для максимального наближення до визначення першопричин транспортних подій у суто технічному сенсі необхідно мати якомога повнішу інформацію про реальні характеристики об'єкту досліджень. Оскільки несівні частини візків вагонів колії 1520 мм поєднані односторонніми зв'язками, то при сходженнях з рейок вони, як правило, хаотично розділяються, отримуючи пошкодження. Базовим матеріалом для встановлення параметрів вагона, що зійшов з рейок, служать дані щодо його загальної характеристики і технічного стану, а також результати службового розслідування. Порядок службового розслідування встановлено спеціальними методичними вказівками.

В результаті аналізу ситуацій сходжень не завжди вдається виявити і пояснити причину транспортної події внаслідок комбінованої дії багатьох чинників, деякі з яких не фіксуються об'єктивними засобами контролю під час руху поїзда. Варто зауважити, що визначення ваги чинників при сходженні рухомого складу з рейок є завданням зворотним по відношенню до прогнозування показників безпеки руху.

1.2 Математичне моделювання динамічних процесів, що супроводжують рух рейкових транспортних засобів комбінованого транспорту

Досвід численних досліджень в області безпеки руху поїздів, заснований на комп'ютерному моделюванні динаміки руху залізничних транспортних засобів, показує, що можливості, які надаються засобами моделювання, дозволяють користувачам максимально оперативно і з високим ступенем достовірності аналізувати проблеми, що виникають на практиці [45]. Комплексні розробки в галузі динаміки рухомого складу залізниць, зокрема щодо проблеми стійкості руху рейкових екіпажів, послужили основою для подальшого розвитку методів і засобів досліджень у вказаній області. При цьому все більшу роль відіграють засоби математичного моделювання.

Поліпшити ситуацію з виявленням причин аварій на залізничному транспорті покликані сучасні наукові підходи, зокрема такі, що базуються на використанні комп'ютерних технологій математичного моделювання. Досвід численних досліджень з безпеки руху, заснований на комп'ютерному моделюванні динаміки рейкових екіпажів, показує, що можливості, які надаються засобами моделювання, дозволяють користувачам максимально оперативно і з високим ступенем достовірності аналізувати проблеми, що пов'язані з безпекою руху поїздів.

Визначення конкретних причин, що призводять до втрати стійкості вагонів в колії, вимагає поглиблених досліджень з залученням новітнього наукового інструментарію, що застосовується в галузі динаміки рухомого складу. Останнім часом в цьому напрямку все більшого поширення набуває програмне забезпечення для комп'ютерного моделювання динамічної поведінки залізничного рухомого складу. Такий підхід дозволяє поглибити пошукові розслідування причин сходжень вагонів, що буде сприяти розробці заходів щодо попередження транспортних подій, підвищить рівень безпеки руху поїздів та

збільшити достовірність прогнозованих оцінок динамічних показників рухомого складу.

1.2.1 Основні засади комп'ютерного моделювання динаміки руху рейкових транспортних засобів

Комп'ютерне моделювання надає можливість оцінити міру впливу на реальні процеси все більшої кількості чинників. Натурний експеримент, який вважають «критерієм істини», надає результати, що відповідають конкретній ситуації з фіксованим значенням дуже багатьох чинників, залишаючи відкритим питання про переносність отриманих результатів на інші ситуації з іншими значеннями факторів. Моделювання ж надає можливість значно розширити межі віртуального експерименту, а питання достовірності отриманих результатів переходить в площину адекватності математичних моделей, за допомогою яких здійснюється моделювання. Встановлення адекватності математичної моделі – завдання не тривіальне, але з накопиченням досвіду зростаючі можливості комп'ютерного моделювання дозволяють поступово наближатися до рівня, який задовольняє потреби практики.

Нині на зміну дорогим експериментальним дослідженням приходять віртуальний експеримент, дозволяючи досліджувати сотні варіантів конструкції, вибирати кращий і витратити на це у багато разів менше часу і коштів. Все це стало можливим завдяки спеціалізованим комп'ютерним пакетам, які мінімізують властиві комп'ютерного моделювання недоліки – складність і трудомісткість. До спеціалізованих (комерційних) програмних продуктів в області динаміки рухомого складу відносяться такі як, наприклад, VAMPIRE, GENSYS, NUCARS, SIMPACK, UM.

Як результат значного прогресу у розвитку засобів комп'ютерного моделювання в Пам'ятці UIC 518 комп'ютерне моделювання поставлене на одному рівні з випробуваннями рухомого складу, коли йдеться про оцінку безпеки руху та ходових властивостей залізничного транспортного засобу [46]. В цьому документі викладено всі процедури приймання та визначення динамічних

характеристик рейкових екіпажів з метою приймання. Зокрема, вказані умови виконання експлуатаційних випробувань та чисельного моделювання, описано вимірювані або змодельовані величини, пов'язані з динамічними характеристиками рухомого складу.

У Пам'ятці UIC 518 відзначено, що вартість приймальних випробувань нових і модифікованих транспортних засобів на залізничній мережі є істотним, до того ж існують труднощі у виконанні всіх вимог до випробувань. Використання чисельного моделювання динамічних характеристик транспортного засобу замість випробувань на колії може бути одним із способів скоротити витрати. Водночас такі чисельні експерименти повинні проводитися з обережністю, щоб гарантувати, що:

- модель транспортного засобу є адекватним відображенням реального транспортного засобу;
- програмне забезпечення, що використовується, підходить для застосування;
- умови функціонування були охоплені правильно;
- спеціалісти, що займаються моделюванням достатньої кваліфікації.

Оскільки приймання транспортного засобу вимагає оцінки динаміки транспортного засобу, то модель повинна бути перевірена для відповідного динамічного діапазону частот. Валідація при необхідності може включати в себе використання статичних і динамічних випробувань разом з критеріями для порівняння. Те ж саме програмне забезпечення і та ж модель транспортного засобу повинні використовуватися для всіх порівнянь.

Процес валідації засновано на порівнянні результатів фізичних випробувань транспортного засобу з чисельним моделюванням тих же випробувань. Це вимагатиме повної тримірної нелінійної моделі транспортного засобу, включаючи:

- інерційні характеристики і розподіл навантаження по колесах;

- силові характеристики ресорного підвішування, параметри демпфірування, обмежувачі взаємних елементів екіпажних частин переміщень тощо;

- параметри вільних коливань транспортного засобу у відповідному діапазоні частот;

- характеристики інтерфейсу колесо-рейка.

Результати валідації становлять підтвердження того, що модель правильно відображає реальний транспортний засіб. З використанням валідованої моделі отримуються достовірні оцінки динамічних показників досліджуваного транспортного засобу, необхідні для його приймання.

Виконання аналізу ймовірних причин сходжень вантажних вагонів потребує проведення за завчасно складеним планом серії чисельних експериментів з протоколюванням ходу обчислень і збереженням результатів розрахунків. Загальна процедура імітаційного експерименту щодо дослідження умов сходження вантажних вагонів зводиться до таких етапів:

- структурізація і ранжування факторів, що впливають на запас стійкості вагонів в рейковій колії;

- складання плану експерименту;

- обчислення коефіцієнтів стійкості від сходжень колісних пар з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки;

- визначення степеню впливу відповідних факторів на динамічні показники стійкості вагонів від сходження з рейок.

Сучасне програмне забезпечення для комп'ютерного моделювання динаміки рухомого складу має цілий ряд переваг в порівнянні зі своїми попередниками:

- графічний багатовіконний інтерфейс, який оптимізований для створення багаторівневих моделей і за допомогою якого здійснюється максимальний контроль над ними;

- повна ідентифікація параметрів моделі і можливість їх зміни кількома клацаннями миші;

- набір стандартних елементів підвішування і можливість описувати

елементи з довільними характеристиками;

- стандартні елементи для завдання геометрії колії (прямі, кругові та перехідні криві, стрілочні переводи, поздовжній профіль);

- набір інструментів, що дозволяють задавати довільні профілі робочих поверхонь коліс і рейок (кресленням, точками, функціями);

- список алгоритмів для взаємодії коліс і рейок з перемиканням між різними контактними моделями;

- автоматичне створення рівнянь руху в символній і числовій формах;

- стандартні обчислювальні процедури, які оптимізують час обчислень і забезпечують гарантовано високу точність;

- стандартні інструменти аналізу (в частотній і часовій областях);

- ефективні засоби візуалізації створюваної моделі і результатів моделювання, включаючи побудову графіків й анімацію.

Імітаційна модель має розроблятися з використанням програми динамічного аналізу конкретного залізничного транспортного засобу за умови отримання достовірних результатів. Параметри складових імітаційної моделі, по можливості, повинні визначатись за результатами випробувань, зокрема це стосується компонентів ресорного підвішування, інерційних і геометричних параметрів. У випадках, коли це неможливо, повинні бути передбачені розрахунки для отримання використовуваних значень.

Значний прогрес у розвитку методів і засобів імітаційного моделювання став можливим завдячуючи фундаментальним дослідженням у галузі динаміки і міцності рухомого складу. Для визначення динамічних показників безпеки руху шляхом розрахунків використовуються різноманітні математичні моделі, котрі описують просторові коливання рейкових екіпажів. Із розвитком методів математичного моделювання щодо завдань динаміки залізничного рухомого складу розрахункові моделі змінювалися від відносно простих лінійних систем до істотно нелінійних з десятками змінних.

Моделі динаміки рухомого складу, зорієнтовані на розслідування транспортних подій, містять певні відмінності від моделей, призначених для

прогнозування динамічних показників. Характерною особливістю технології комп'ютерного моделювання для розслідування сходження рухомого складу з рейок, виступає значна кількість дослідних варіантів, що обумовлено необхідністю адекватного представлення обставин транспортної події. Завдяки сучасному розвитку обчислювальної техніки ці особливості не викликають ускладнень. При з'ясуванні значущих чинників сходження більш принциповим виявляється відсутність інформації (невизначеність) стосовно деяких елементів механічної системи, що досліджується. Крім того, дослідження сходження ускладнюється тим, що причинами транспортної події можуть виступати не тільки параметри, а й характеристики, обставини, умови, тобто різноманітні за своєю структурою дані, наприклад, такі, як схема формування поїзда або режим ведення поїзда.

При визначенні ймовірних причин сходження вантажних вагонів з рейок на підставі комп'ютерного моделювання принципове значення має якомога точне і повне визначення інформації відносно всієї системи «поїзд-вагон-колія», в межах якої трапилася подія, та адекватне відображення цієї інформації в базовій комп'ютерній моделі. Потрібна інформація встановлюється за матеріалами розслідування сходження щодо формування складу поїзда, режиму його ведення, технічного стану вагонів і колії.

Комп'ютерні моделі динаміки рухомого складу, розроблювані з метою оцінки ризиків сходження, мають певні відмінності у порівнянні з моделями, що розроблюються за іншим призначенням, наприклад, при проектуванні рухомого складу для вибору раціональних параметрів ходових частин. Зорієнтованість комп'ютерних моделей на оцінювання ризиків сходження рухомого складу з рейок обумовлює їх специфічну особливість – формування елементів досліджуваної механічної системи за параметрами, що відбивають реальний технічний стан екіпажних частин. При цьому, дотримуючись експериментально-розрахункової концепції, на підставі емпіричних даних, які отримуються за даними аналізу технічного стану рейкових екіпажів із залученням сучасних вимірювальних засобів, в моделях, крім відтворення основних параметрів, окремо

формується множина відповідних параметрів і характеристик. Побудовані таким чином моделі дозволяють здійснювати пошук як причин сходження, так і встановлювати граничні значення параметрів технічного стану, переводячи формування вимог до системи утримання рухомого складу залізниць в площину доказової динаміки.

За методами обчислювальної механіки розрахунковим апаратом, який дозволяє отримувати рішення за математичним описом, виступає числове інтегрування рівнянь руху в часовій області, що оперує з певними числовими значеннями. Тому необхідною умовою оцінки ризиків сходження рухомого складу з рейок виступає побудова спеціалізованих моделей динаміки і розробка методів дослідження, що ґрунтуються на теорії планування експериментів. Достовірність результатів моделювання безпосередньо залежить від адекватності комп'ютерної моделі динаміки рухомого складу й формування множини чинників події сходження.

З усіх факторів (умов, характеристик, параметрів), які можуть сприяти сходженню екіпажу з рейок, одна частина є певною апріорі, тобто ще до події сходження, інша – певною апостеріорі, тобто після транспортної пригоди. До вихідних даних, які доступні для достовірного визначення, відносяться загальні технічні характеристики транспортного засобу. Ці дані встановлюються за відповідною технічною документацією та складають базу параметрів для моделювання динаміки рейкових транспортних засобів різних типів. Характеристики стану колії в місці сходження можуть бути отримані за даними проходу колієвимірального вагона, найближчого за часом до розслідуваної події.

Через об'єктивні обставини, викликані наслідками транспортної пригоди, деякі характеристики ходових частин не вдається встановити наявними засобами. Так, через значні пошкодження колісних пар внаслідок сходження стає неможливим отримання за допомогою штатних вимірвальних засобів повних даних про контрольовані розміри. У таких випадках доводиться вдаватися до

методів ідентифікації параметрів для відновлення необхідних даних за неповною інформацією.

1.2.2 Дослідження шляхом комп'ютерного моделювання залежностей динамічних показників безпеки руху вагонів від параметрів екіпажних частин та технічних характеристик залізничної колії

Базову комп'ютерну модель динаміки вантажного вагона, а саме вагона з двовісними візками моделі 18-100 з центральним ресорним підвішуванням, розроблено з ціллю дослідження і виявлення ймовірних причин сходжень. Розробку комп'ютерної моделі виконано за допомогою програмного комплексу УМ. Цю модель побудовано з використанням підходу системи твердих тіл, відповідно до якого досліджувана механічна система представляється набором абсолютно твердих тіл, зв'язаних за допомогою шарнірів і силових елементів. Модель вантажного вагона, по-перше, включає фрикційні клинові гасителі як окремі тіла, що мають по шість степенів вільності кожне і знаходяться в контактній взаємодії з бічними рамами і надресорними балками, по-друге, містить детальний опис контактних взаємодій в п'ятниковому і буксовому вузлах.

Модель вагона включає 19 твердих тіл: кузов, 2 надресорні балки, 4 бокові рами візків, 8 клинів, 4 колісні пари. Дана модель має 114 степенів вільності (по 6 степенів вільності для кожного тіла). Структурне представлення моделі засноване на використанні методу підсистем з деревом підсистем, як це показано на рис. 1.1.

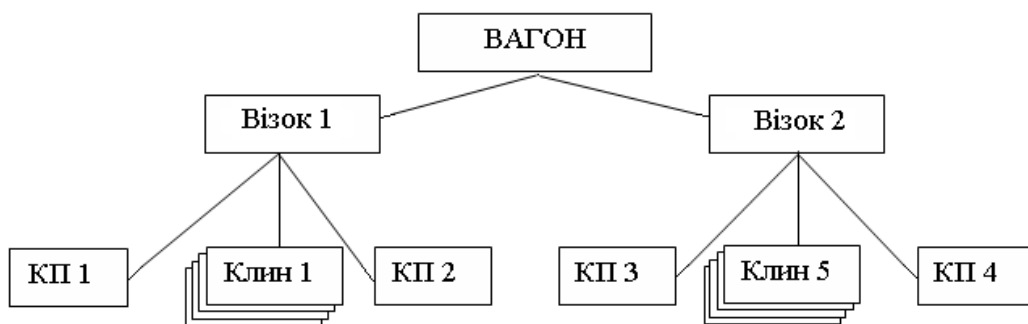


Рисунок 1.1 – Структура підсистем моделі

Нижній рівень утворюють дві підсистеми: стандартна підсистема Колісна пара й підсистема Клин. Підсистема Візок утворена двома включеними підсистемами Колісна пара; чотирма включеними підсистемами Клин; надресорною балкою; двома бічними рамами; чотирма підклиновими пружинами; двома комплектами пружин центрального підвішування. Об'єкт Вагон містить одне тіло Кузов і дві включені підсистеми Візок. Підсистема Візок включає дві підсистеми колісних пар, чотири підсистеми клинів і три твердих тіла: надресорну балку і дві бокові рами.

У відповідності до конструктивного виконання візків моделі 18-100 підсистема включає опис ресорного підвішування для кожної сторони візка, а саме п'ять пружин, що працюють при взаємних переміщеннях надресорної балки і бокової рами, і дві пружини, що працюють при взаємних переміщеннях клинів і бокової рами. В моделі передбачено завдання в вертикальному напрямку характеристик пружин як лінійних, так і білінійних.

При комп'ютерному моделюванні вимушених просторових коливань транспортного засобу зовнішні збурення, що діють на екіпажну частину з боку колії через її нерівності, рекомендується задавати як реалізації випадкових процесів. Функцію спектральної щільності еквівалентної розрахункової нерівності колії для вертикального і горизонтального напрямів пропонується формувати у вигляді аналітичного виразу [47]

$$\bar{G}_\eta(f) = \frac{b_i V^{\gamma_i - 1}}{f^{\gamma_i}} + \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^m \frac{a_j}{\alpha_j V} \exp\left[-\frac{(f - \beta_j V)^2}{4\alpha_j^2 V^2}\right], \quad (1.1)$$

де $\bar{G}_\eta(f)$ - функція спектральної щільності еквівалентної нерівності для колії середнього стану, мм/Гц;

V - швидкість руху в м/с;

f - частота коливань в Гц (діапазон зміни частоти від 0 до 100 Гц);

$a_i, b_i, \alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ - розрахункові коефіцієнти .

У виразі (1.1) числові значення коефіцієнтів для збурень, що діють в горизонтальному і вертикальному напрямках, різні.

Таким чином, при моделюванні збурень, що діють на екіпажну частину локомотива, необхідно розв'язувати завдання щодо формування реалізації випадкового процесу у часовій області за заданою функцією спектральної щільності нерівності колії.

Для побудови дискретної реалізації з заданими ймовірнісними характеристиками користуються алгоритмом, заснованим на представленні модельованого процесу у вигляді розкладання:

$$U(t) = \sum_{k=1}^N A_k \cos(\omega_k t + \phi_k). \quad (1.2)$$

Величини, що входять у вираз (1.2), визначаються таким чином:

$$A_k = \sqrt{2S_k \cdot \Delta f}; \quad (1.3)$$

$$\omega_k = 2\pi \cdot k \cdot \Delta f, \quad (1.4)$$

де Δf - крок дискретизації частоти;

$S_k = \overline{G\eta}(f_k)$ - значення спектральної щільності при частоті $f_k = k \cdot \Delta f$;

ϕ_k - випадкова величина з щільністю вірогідності $p(\phi_k) = (2\pi)^{-1}$.

Кількість членів ряду N і крок дискретизації Δf вибираються так, щоб $\Delta f \cdot N = f_{\max}$, де f_{\max} - частота, що обмежує діапазон зміни частоти. При $N \rightarrow \infty$ вираз (1.2) визначить випадковий процес, що має задану спектральну щільність $S(f)$.

Моделювання випадкового процесу із заданою спектральною щільністю зводиться до обчислення $A_k, \omega_k, \phi_k (k = \overline{1, N})$ і подальшого підсумовування за формулою (1.2). У приведеному алгоритмі задовольняється відповідність значень

частотної характеристики. Реалізації, що отримуються за допомогою виразів типу (1.2), є періодичними з періодом $T_p = 1/\Delta f$.

Для перевірки обґрунтованості отримуваних результатів обчислюється спектральна щільність сформованого процесу (реалізації) і порівнюється із спектральною щільністю, заданою виразом (1.1). При чисельній оцінці спектральної щільності доцільно використовувати метод прямого перетворення Фур'є з використанням алгоритму швидкого перетворення Фур'є (ШПФ).

Спочатку обчислюються чисельні значення $\{u_n\}$ реалізації в точках $t_n = nh$, $n=1,2,\dots,N_t$. Кількість точок $N_t = 2^M$, де показник ступеня M вибирається так, щоб частота зрізу f_c була достатньо високою:

$$f_c = \frac{1}{2h} \geq f_{\max}, \quad (1.5)$$

де $h = T_p / N_t$ - крок дискретизації за часом.

Коефіцієнти ряду Фур'є обчислюються за формулою:

$$X_i = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=0}^{N-1} u_n \exp(-j \frac{2\pi \cdot n}{N} i) \quad (1.6)$$

при стандартних дискретних значеннях частоти $f_i = i/T_p$, $i = 0,1,2,\dots,N-1$.

Оскільки як інтервал часу для ШПФ вибрана величина $T_p = 1/\Delta f$, то дискретні значення частот f_i співпадають із значеннями частот, при яких обчислювалися значення спектральної щільності, використовувани у виразі (1.1).

Якщо коефіцієнти ряду Фур'є визначені за формулою (1.6), то оцінка спектральної щільності на вказаних дискретних частотах має вигляд

$$G_i = 2h \cdot |X_i|^2. \quad (1.7)$$

Для того, щоб сформувати модель збурення внаслідок нерівностей залізничної колії у вертикальному напрямку, необхідно врахувати взаємні відхилення рейкових ниток за рівнем. Для цього обчислюється зсув фаз ϕ_j^l , наприклад, для лівого колеса, а зсув фаз для правого колеса знаходиться за формулою

$$\phi_j^r = \begin{cases} \phi_j^l + \pi & \text{при } \phi_j^l \leq \pi \\ \phi_j^l - \pi & \text{при } \phi_j^l > \pi \end{cases} \quad (j = \overline{j_1, j_2}), \quad (1.8)$$

де j_1, j_2 - номери частот, які для заданої швидкості руху локомотива визначають довжини хвиль взаємних відхилень рейкових ниток за рівнем.

Побудована модель дозволяє отримувати модифікації динамічних моделей вантажних вагонів основних типів, які розрізняються за конструкцією кузовів, але мають стандартизовані ходові частини.

У цьому дослідженні оцінено умови стійкості від сходження з рейок вантажних вагонів на прикладі найбільш поширеної у вагонному парку універсальної чотиривісної платформи моделі 13-4012. При цьому поряд з вихідним варіантом, що за параметрами механічних частин відповідає технічній документації, розглянуто варіанти технічного стану, які мали місце у випадку сходження з рейок однієї з платформ цього типу.

Для дослідження динамічних показників і оцінювання ризиків сходження з рейок платформи використано імітаційну модель динаміки її руху. Ця модель побудована на базі підходу системи багатьох тіл, за яким механічна система представляється набором твердих тіл, зв'язаних за допомогою шарнірних і силових елементів. Розробку комп'ютерної моделі виконано в програмному комплексі UM.

При розробці імітаційної моделі передбачено можливість відображення технічного стану платформи як такого, що відповідає проєктній документації, так і фактичного технічного стану досліджуваного об'єкту. Для завдання технічного

стану платформи в загальну динамічну модель включено 10 ознак, за якими визначаються: маса кузова; інерційні параметри колісної пари; профілі поверхонь кочення і радіуси коліс; завищення/заниження клинів; висоти пружин ресорного підвішування; зазори в буксових пройомах у поздовжньому і поперечному напрямках; зазори між ковзунами кузова й візка; діаметри п'ятників і підп'ятників. Графічний вигляд цієї моделі показано на рис. 1.2.

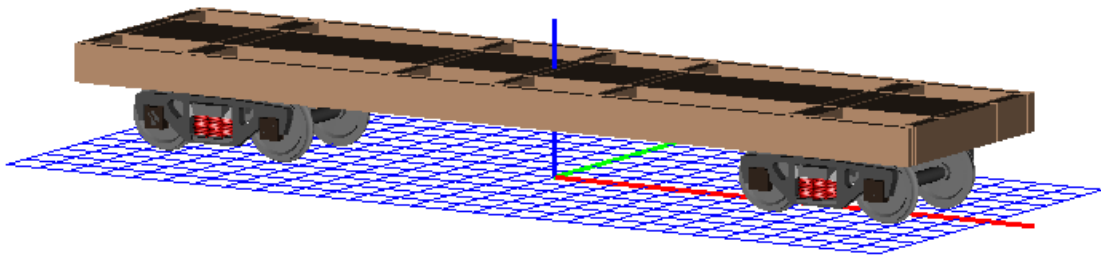


Рисунок 1.2 – Графічний вигляд моделі динаміки руху платформи моделі 13-4012

Для оцінки умов безпеки руху та ходових якостей вагонів колії 1520 мм прийнято систему показників, які визначаються за розрахунковими та експериментальними методами. Відповідно до нормативних вимог визначені розрахункові значення наступних динамічних показників безпеки руху вантажних вагонів: вертикальних \ddot{z}_k та горизонтальних поперечних \ddot{y}_k прискорень кузова в шворневому перерізі над першим візком; рамних сил в долях статичного навантаження колісної пари на рейки H_r ; коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки kz_n .

Підтвердження адекватності розробленої моделі динаміки платформи здійснено шляхом порівняння результатів моделювання з експериментальними даними на підставі аналізу вертикальних і горизонтальних прискорень кузова, отриманих при випробуваннях дослідної платформи. Оцінки середньоквадратичних відхилень прискорень кузова платформи у вертикальному й горизонтальному поперечному напрямках приведено на рис. 1.3 і 1.4

(експериментальні дані представлено кривими 1 червоного кольору, розрахункові показники – синього). Порівняння оцінюваних показників отриманих за результатами моделювання й експериментально свідчить про адекватність розробленої моделі динаміки платформи, що надає підстави для достовірності подальшої оцінки динамічних показників платформи.

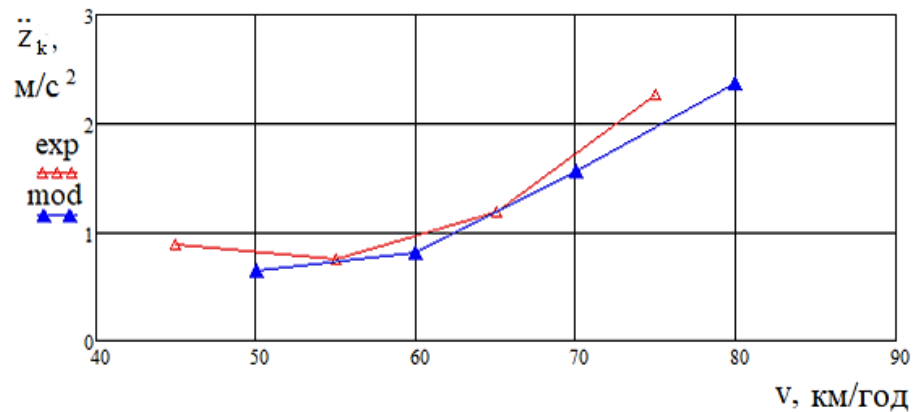


Рисунок 1.3 – Середньоквадратичні відхилення прискорень кузова платформи у вертикальному напрямку

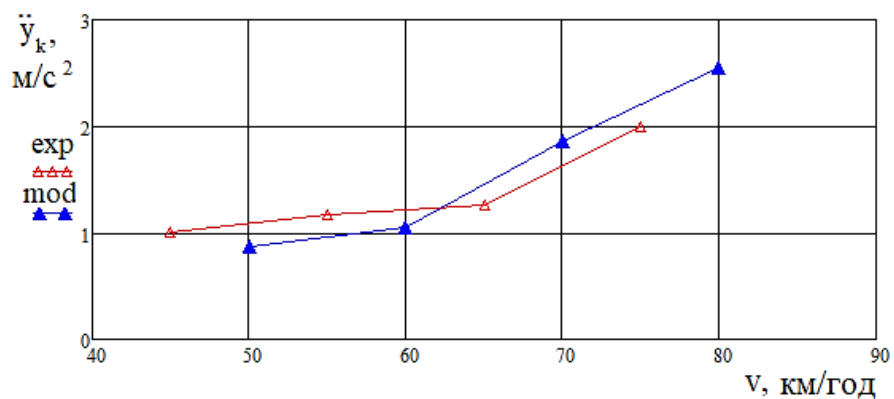


Рисунок 1.4 – Середньоквадратичні відхилення прискорень кузова платформи в горизонтальному поперечному напрямку

За планом обчислювального експерименту розглянуто 8 розрахункових варіантів, зміст яких представлено в табл. 1.2. Слід зазначити, що, крім 8-го варіанту, стан колії відповідав фактично встановленому на ділянці сходження. Розрахунки виконано при швидкості руху 68 км/год.

На рис. 1.5 представлено максимальні рамні сили $\max H_{p_m}$ (m – номер варіанта) в долях статичного навантаження колісної пари на рейки, розраховані для кожного з розглянутих варіантів. За нормативними вимогами гранично допустимий рівень рамних сил для порожніх вантажних вагонів становить 0,4.

З отриманих результатів видно, що для платформи, яка перебуває в номінальному стані (варіант 1), і у випадку зносу коліс (варіант 3) максимальні рамні сили $\max H_{p_1}$ в долях статичного навантаження досягають значення 0,5, що перевищує допустимий рівень цього показника в 1,25 рази. Найменший рівень рамних сил отримано для варіантів 2 та 8, що обумовлено в першому випадку зменшенням маси кузова, а в другому випадку зменшенням нерівностей колії, тобто покращенням стану колії.

Таблиця 1.2 – Розрахункові варіанти

Варіант	Зміст варіанта
1	Вихідні параметри платформи, що відповідають технічній документації
2	Інерційні параметри зменшені до реальних значень
3	Геометричні характеристики поверхонь кочення та радіуси коліс з урахуванням зносів
4	Фактичне положення клинів в ресорному підвішуванні
5	Фактичні зноси в буксових напрямних
6	Фактичні величини зазорів між ковзунами візків і кузова
7	Параметри платформи, визначені за фактичними значеннями,
8	Параметри платформи такі самі, як за варіантом 7, але покращено стан колії.

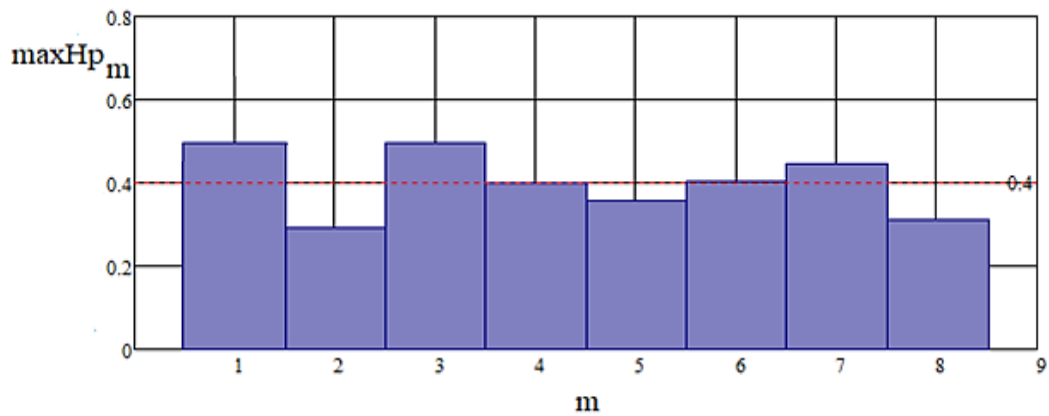


Рисунок 1.5 – Максимальні рамні сили $\max H p_m$

Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари $\min k z_m$ від сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки наведені на рис. 1.6. Тут позначено гранично допустиме значення для коефіцієнтів $k z_m$, що становить 1,3.

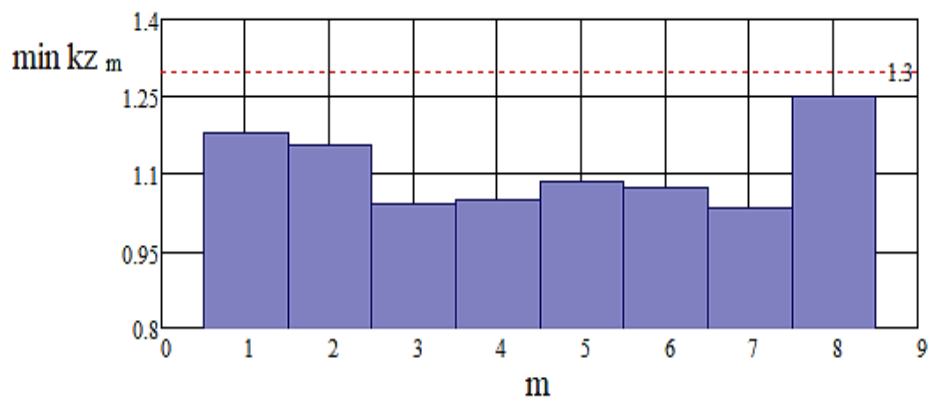


Рисунок 1.6 – Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари $\min k z_m$

За розрахунковою оцінкою виходить, що мінімальні значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок отримані при всіх варіантах з плану експерименту нижче допустимого рівня. Таким чином можна констатувати, що для всіх розглянутих розрахункових варіантів умови стійкості платформи від сходження з рейок не забезпечуються.

Співставлення отриманих значень показників $\max H p_m$ і $\min k z_m$ вказує на

їх невідповідність. Відсутність кореляції між оціночними даними цих показників свідчить про недосконалість існуючих підходів щодо оцінки умов безпеки руху вантажних вагонів.

З точки зору удосконалення системи оцінки стійкості колісних пар рухомого складу від сходження з рейок представляє інтерес визначення випадків відриву коліс від голівок рейок. З цією метою розраховано значення підйому колеса над рейкою dz_n . Максимальні значення величини $\max dz_m$ наведено на рис. 1.7.

Дані, представлені на рис. 1.7, свідчать про те, що за всіма варіантами моделювання мають місце випадки підйому коліс над рейками. Таким чином, явище розвантаження коліс є свідченням незадовільної вертикальної динаміки платформи, що у випадку дії бічної сили може становити реальну загрозу безпеці руху.

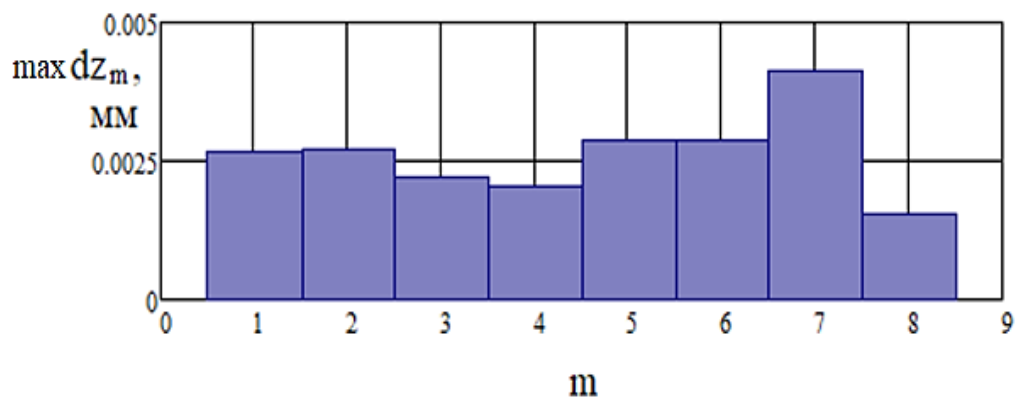


Рисунок 1.7 – Максимальні значення підйомів колеса над рейкою $\max dz_m$

2 КОМПЛЕКСНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНИХ УМОВ БЕЗПЕЧНОЇ ТА КОМФОРТНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

2.1 Дослідження шляхом математичного моделювання залежностей показників безпеки руху від параметрів екіпажних частин та технічних характеристик

Внаслідок комбінованого впливу багатьох чинників, деякі з яких не фіксуються об'єктивними засобами контролю під час руху поїзда, за результатами аналізу аварійних ситуацій не завжди вдається виявити і пояснити причини сходження. Тому для розробки ефективних заходів щодо підвищення безпеки руху поїздів та попередження серйозних інцидентів гостро актуальною проблемою є визначення ймовірних причин сходжень рухомого складу. Важливою складовою вказаного завдання є дослідження впливу технічного стану ходових частин та колії на стійкість вантажного вагона від сходження з рейок.

2.1.1 Оцінка безпеки руху за динамічними показниками

Умови безпеки руху поїздів в механічному сенсі визначаються, перш за все, конструкційними характеристиками і технічним станом ходових частин рухомого складу та колії. Відповідні чинники набувають все більшої ваги з об'єктивним підвищенням вимог до якості перевезень пасажирів і вантажів. Разом з тим, чинні нормативні документи, на підставі яких виконуються роботи з проектування й модернізації рухомого складу колії 1520 мм, орієнтують виробників промислових та ремонтних підприємств на застарілі підходи щодо систем контролю якості й допуску до експлуатації рухомого складу. Крім того, потребують перегляду методи і засоби, що традиційно використовуються при випробуваннях рухомого складу. Тому нині конче потребує прискореного вирішення питання оновлення нормативної документації, яка має складати основу для створення та приймання

одиниць рухомого складу за сучасними світовими вимогам щодо критеріїв безпеки руху, міцнісної надійності, плавності ходу та допустимої дії на колію.

Ходові якості, безпека руху та плавність ходу залізничного рухомого складу колії 1520 мм оцінюються експериментальними та розрахунковими способами за системою динамічних показників [48]. Наявна система динамічних показників склалася з урахуванням досвіду численних натурних випробувань рухомого складу як у режимах нормальної експлуатації, так і в екстремальних умовах, пов'язаних із передаварійними ситуаціями та наднормативними механічними діями на вагонні конструкції.

Експериментально значення динамічних показників визначаються за результатами ходових динамічних випробувань дослідних вагонів. Для цього під час випробувань реєструються динамічні навантаження на колісні пари, сили, які діють у ресорному підвішуванні, прискорення кузовів у діапазоні частот коливань до 20 Гц. Значення динамічних показників можна оцінити шляхом розв'язання відповідних задач динаміки вагонів. Але розрахункові значення динамічних показників можна розцінювати як прогностні дані, котрі частіше використовуються при проектних розробках.

Ходові якості визначають функціональні властивості рухомого складу. Показники ходових якостей вагонів головним чином залежать від їхніх динамічних характеристик.

До основних показників ходових якостей вагонів колії 1520 мм належать такі величини:

- коефіцієнти вертикальної динаміки $k_{\partial e}$;
- рамні сили H_p ;
- вертикальні j_e та горизонтальні j_z прискорення кузова вагона й рам візків.

Коефіцієнти вертикальної динаміки визначаються за формулою:

$$k_{\partial e} = \frac{P_{\partial}}{P_{cm}}, \quad (2.1)$$

де P_d - динамічна складова вертикальних сил;

P_{cm} - статичне навантаження.

Величина $k_{\text{дов}}$ характеризує як якість віброзахисту надресорної будови вагона, так і взаємодію непідресорених частин з верхньою будовою колії.

Рамні сили H_p – це горизонтальні поперечні сили, що діють на колісну пару з боку рами візка. Як динамічний показник визначаються рамні сили в частках від статичного навантаження колісної пари на рейки, тобто $H_p/2P_{cm}$.

Вертикальні j_s та горизонтальні j_z прискорення кузова вагона визначаються в п'ятникових зонах, та, в деяких випадках, в середній частині кузова. Прискорення рам візків вимірюються в точках у відповідності з програмними завданнями. В окремих випадках визначаються прискорення колісних пар (буксових вузлів).

Встановлення запасів стійкості проти сходжень з рейки внаслідок вкочування гребеня на голівку рейки являється достатньо складним завданням. На прямих ділянках колії таке набігання виникає внаслідок впливу рухомого складу. Набігання передніх коліс рухомого складу на зовнішню рейку в кривій обумовлено можливістю вкочування гребеня цих коліс на голівку рейки.

Існує декілька способів встановлення граничного співвідношення діючих на колесо зусиль в момент початку сходження. Більшість з них засновано на розгляданні статичної рівноваги колісної пари під дією прикладених до неї динамічних і статичних зусиль в момент спирання на голівку рейки конічної частини поверхні гребеня одного з коліс. Критичним відношенням повного бічного тиску колеса, що набігає, до вертикального тиску його на рейку називають відношення в умовах граничної рівноваги, при якому колесо зависає на рейці, спираючись гребенем на викружці його головки. Це відношення наближено для випадків набігання колеса на рейку з малим кутом має вираз у вигляді коефіцієнта запасу стійкості колеса проти сходжень з рейки. Для визначення границі настання безумовно небезпечних умов руху коефіцієнт запасу стійкості

доцільно перевіряти при одночасно діючих на колесо, що набігає, бічному і вертикальному зусиллях.

Критичне сполучення діючих на колісну пару сил може виникати в наступних двох випадках:

- при ударному вході вагона в криву, при проході стрілок на бокову колію, при інтенсивному вилянні візка при русі з максимальною швидкістю прямою ділянкою колії, при інтенсивних бокових виляннях кузова і невігідних обставинах взаємодії колісної пари і колії;

- при екстремому гальмуванні важковагового поїзда на малій швидкості з головного локомотива при проходженні складом кривої ділянки колії, коли виникаючі значні квазістатичні зусилля стиснення складу можуть привести до перекосу (зсуву) вагона в колії і появі значних поперечних сил взаємодії коліс з рейками, а в екстремальних умовах – й до «витискання» легкового (наприклад, порожнього) вагона.

Унормованим показником, що застосовується для оцінювання динамічної поведінки рухомого складу щодо безпеки руху на залізницях колії 1520 мм, є коефіцієнт запасу стійкості колісної пари проти сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки k_{cc} [48].

Окрім коефіцієнтів запасу стійкості динамічна поведінка вагонів оцінюється такими величинами:

- рамні сили H_p , що діють з боку окремої колісної пари на раму візка і визначаються в долях статичного навантаження коліс на рейки;
- коефіцієнти вертикальної динаміки k_d за силами в підвішуванні;
- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення кузова (j_y і j_z) в точках, розміщених над п'ятниковими вузлами і в центрі кузова;
- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення рам візків (j_{py} і j_{pz}).

Разом з тим використання в якості критерію коефіцієнта запасу стійкості k_{cc} проти сходження колісних пар з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки має певні недоліки. Ці недоліки полягають в тому, що значення показника k_{cc} надмірно консервативні і не відбивають адекватно

ступінь безпеки вкочування, особливо при малих і від’ємних кутах набігання колісної пари на рейку [50]. Ці умови в більшості випадків не відповідають реальним ситуаціям сходження, які виникають при високих значеннях кутів набігання колісної пари на рейку.

Крім того, суттєвим недоліком використання k_{cc} у якості критерію розпізнавання події сходження, є неадекватність значення коефіцієнта k_{cc} ситуації з подальшим вкочуванням колеса на рейку після виходу на гребеневий контакт. Намагання покращити чутливість критерію шляхом використання часу або шляху вкочування в окремих випадках не призводить до розпізнавання ситуації сходження. Тому одночасно з традиційним підходом до оцінки стійкості одиниць рухомого складу в рейковій колії пропонується до застосування в процесі розпізнавання події сходження використовувати комбінований критерій безпеки $k_{\sigma\sigma}$, який дозволяє адекватно оцінити процес повного вкочування колеса на головку рейки.

Суть цього критерію полягає в наступному. Процес вкочування поділено на дві фази: до критичної точки і вище критичної точки. Критична точка на профілі гребеня – це перша точка контакту в процесі вкочування з найбільшим кутом нахилу твірної гребеня. В другій фазі процесу вкочення колеса на рейку, коли гребеневий контакт виявився в критичній точці, для оцінювання безпеки сходження замість показника k_{cc} пропонується використовувати величину підйому колеса z на головку рейки.

Коефіцієнт запасу стійкості колеса проти сходжень з рейок k_{cc} при русі вагона з максимальною швидкістю прямою колією задовільного стану з сполученнями відступів у плані, перекосами і просадками, що допускаються, обчислюється за формулою:

$$k_{cc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_g}{P_\sigma} \geq [k_{cc}], \quad (2.2)$$

де β – кут нахилу до горизонту твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса, для вагонних коліс з профілем за ГОСТ 9036-88 $\beta = 60^\circ$;

μ – коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють (у розрахунках приймається $\mu = 0,25$);

P_g – вертикальна складова сил, що діють від коліс на рейки;

P_o – горизонтальна складова сил взаємодії колеса з рейкою, яка діє одночасно з силою P_g .

Допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходжень з рейок для вантажних вагонів приймається рівним $[k_{cc}] = 1,3$.

Для передбачення умов, за яких виникає загроза сходжень колісних пар з рейок, здійснюється перевірка їхньої стійкості у рейковій колії за значеннями коефіцієнта k_{cc} . Обчислення значень k_{cc} виконується за результатами моделювання динаміки вагона. Коефіцієнти запасу стійкості розраховуються за миттєвими значеннями динамічних величин. Вертикальні динамічні і бокові сили, за якими визначається k_{cc} , мають братись до розрахунку в один момент часу. Знаходження колеса, що набігає, при розрахунках k_{cc} визначається за напрямом колеса, яке набігає.

З приведених нормативних положень стосовно оцінки безпеки руху вагонів колії 1520 мм виходить, що для визначення величин коефіцієнтів запасу стійкості коліс проти сходжень з рейок необхідні дані щодо бокових сил, тобто сил, що діють на колісні пари з боку рам візків. Далі за відповідним перерахунком за наведеними вище виразами здійснюється спроба оцінити співвідношення сил, що діють в контактах коліс і рейок. Такий підхід можна було сприймати як задовільний для існуючого рухомого складу. Стосовно швидкісного рухомого складу колії 1520 мм необхідні нові підходи до оцінки умов безпеки руху, засновані на безпосередньому визначенні сил взаємодії коліс і рейок. Для цього слід скористатись досвідом, накопиченим залізницями колії 1435 мм при запровадженні швидкісного і високошвидкісного руху.

2.1.2 Розрахункові варіанти щодо технічного стану ходових частин вагона

Визначення ймовірних причин сходжень вагонів на основі комп'ютерного моделювання здійснюється на підставі сканування простору параметрів. Цей метод забезпечує повну інформацію про цільову функцію в межах тих наборів параметрів, які визначено. Як звісно, кількість комп'ютерних експериментів при скануванні обчислюється як $N = m^k$, де k – кількість параметрів або факторів, що варіюється, m – число рівнів, за якими варіюється кожний фактор. В залежності від кількості факторів і рівнів кожного з них, що відібрані для проведення сканування, кількість варіантів стрімко зростає. Таким чином, значно зростає час проведення сканування, тобто обчислювальних витрат. На рис. 2.1 наведено залежності кількості обчислювальних варіантів від кількості k факторів, що досліджується, і їх рівнів m .

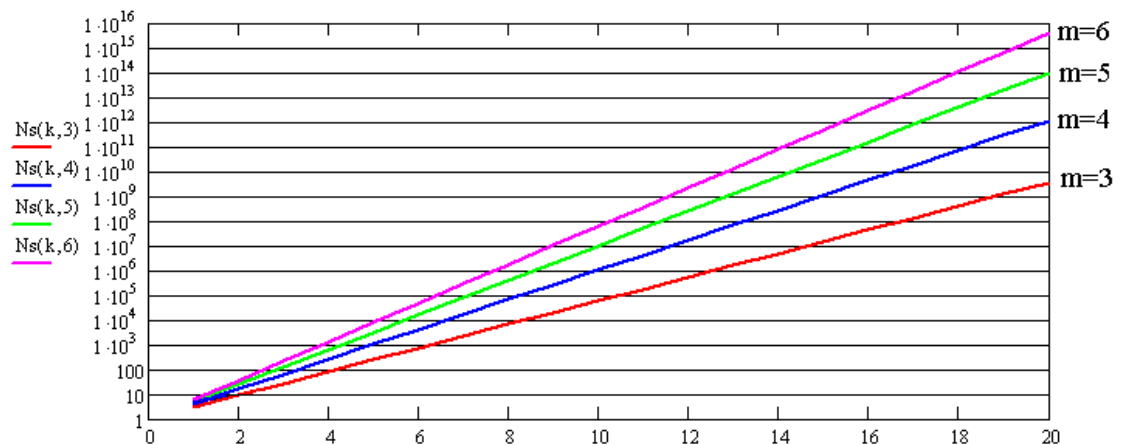


Рисунок 2.1 – Залежності кількості варіантів від кількості факторів

В завданні для сканування, крім швидкості руху V , в якості факторів дослідження відібрані такі характеристики ходових частин: fp – коефіцієнти тертя ковзання в п'ятникових вузлах; wp – зноси п'ятникових вузлів в поздовжньому напрямку; fs – коефіцієнти тертя в бічних ковзунах; kl – завищення клинів візків; $wb1$ і $wb2$ – зноси в поздовжньому напрямку буксових

вузлів відповідно першого в другого візка. Для кожного з відібраних факторів було визначено рівні, які приведені в табл. 2.1.

Повний факторний план експерименту як план дослідів, що проводяться, враховує усі можливі комбінації рівнів кожного фактору. За визначеними факторами сформовано повний факторний план експерименту із загальною з кількістю варіантів 144 (табл. 2.2). Експеримент за таким планом дозволяє кількісно оцінювати ефекти впливу, як окремих факторів, так і взаємодії факторів.

Таблиця 2.1 – Рівні факторів

Рівні	fp	$wp, м$	fs	$kl, м$	$wb1, м$	$wb2, м$
1	0,1	0	0,1	0	0	0
2	0,4	0,005	0,4	0,015	0,004	0,004
3					0,008	0,008

Таблиця 2.2 – Розрахункові варіанти

Номери варіантів	fp	$wp, м$	fs	$kl, м$	$wb1, м$	$wb2, м$
1	2	3	4	5	6	7
1/2/3	0,1	0	0,1	0	0	0/0,004/0,008
4/5/6	0,1	0	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
7/8/9	0,1	0	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
10/11/12	0,1	0	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
13/14/15	0,1	0	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
16/17/18	0,1	0	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
19/20/21	0,1	0	0,4	0	0	0/0,004/0,008
22/23/24	0,1	0	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
25/26/27	0,1	0	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7
28/29/30	0,1	0	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
31/32/33	0,1	0	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
34/35/36	0,1	0	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008
37/38/39	0,1	0,005	0,1	0	0	0/0,004/0,008
40/41/42	0,1	0,005	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
43/44/45	0,1	0,005	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
46/47/48	0,1	0,005	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
49/50/51	0,1	0,005	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
52/53/54	0,1	0,005	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008
55/56/57	0,1	0,005	0,4	0	0	0/0,004/0,008
58/59/60	0,1	0,005	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
61/62/63	0,1	0,005	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
64/65/66	0,1	0,005	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
67/68/69	0,1	0,005	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
70/71/72	0,1	0,005	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
73/74/75	0,4	0	0,1	0	0	0/0,004/0,008
76/77/78	0,4	0	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
79/80/81	0,4	0	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
82/83/84	0,4	0	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
85/86/87	0,4	0	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
88/89/90	0,4	0	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
91/92/93	0,4	0	0,4	0	0	0/0,004/0,008
94/95/96	0,4	0	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
97/98/99	0,4	0	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
100/101/102	0,4	0	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
103/104/105	0,4	0	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7
106/107/108	0,4	0	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008
109/110/111	0,4	0,005	0,1	0	0	0/0,004/0,008
112/113/114	0,4	0,005	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
115/116/117	0,4	0,005	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
118/119/120	0,4	0,005	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
121/122/123	0,4	0,005	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
124/125/126	0,4	0,005	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
127/128/129	0,4	0,005	0,4	0	0	0/0,004/0,008
130/131/132	0,4	0,005	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
133/134/135	0,4	0,005	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
136/137/138	0,4	0,005	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
139/140/141	0,4	0,005	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
142/143/144	0,4	0,005	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008

2.1.3 Результати оцінки впливу технічного стану ходових частин та колії на стійкість вантажного вагона від сходження з рейок

За вказаними варіантами шляхом комп'ютерного моделювання проведені розрахунки динаміки вантажного вагона в порожньому стані. Порівняльний аналіз отриманих результатів проведено за об'єднаним показником стійкості від сходження вагона з рейок K_{c0} , який розраховувався як найменше з мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень з рейок K_{c1} , K_{c2} , K_{c3} , K_{c4} відповідно для кожної колісної пари (min min).

На рис. 2.2 наведені значення об'єднаного коефіцієнта стійкості проти сходження K_{c0} при швидкостях руху вагона 60, 70, 80 і 90 км/год на прямій ділянці колії задовільного стану для всіх варіантів розрахунку.

При швидкостях руху 60 і 70 км/год усі обчислені значення коефіцієнтів запасу стійкості K_{c0} отримано вище за допустимий рівень – 1,3 [50]. Разом з тим запас стійкості помітно залежить від змін параметрів і характеристик щодо

технічного стану ходових частин вагона. Наприклад, як це отримано в розрахункових варіантах 82 – 90 і 100 – 108, завищення клинів погіршує ситуацію щодо сходжень вагона виключно в поєднанні з завищеним тертям, як в п'ятникових вузлах, так і на ковзунах.

При швидкості 80 км/год спостерігається вичерпання запасу стійкості у варіантах з поєднанням трьох чинників: збільшеного тертя і поздовжнього зносу в п'ятникових вузлах, разом з завищенням клинів (варіанти 64 – 72, 118 – 126). Для інших розрахункових варіантів одержані значення коефіцієнта K_{c0} вищі за гранично допустимий рівень.

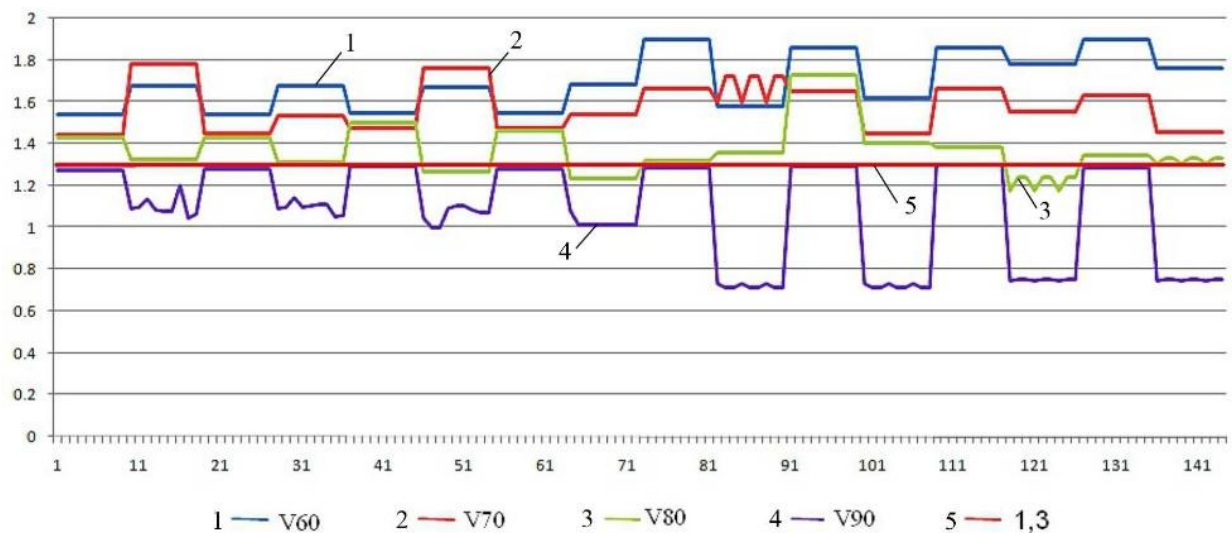


Рисунок 2.2 – Об'єднаний показник запасу стійкості K_{c0} для всіх варіантів розрахунку; $V = 60, 70, 80, 90$ км/год

За результатами розрахунків при $V = 90$ км/год виходить, що, у залежності від варіантів поєднання розглянутих факторів, значення K_{c0} або знаходяться на межі допустимого, або суттєво нижче. Так, у розрахункових варіантах, що відповідають випадкам руху вагона з виключеними гасителями коливань (варіанти 10 – 18, 28 – 36, 46 – 54, 64 – 72, 82 – 90, 100 – 108, 117 – 126, 136 – 144), отримані значення K_{c0} майже у два рази нижче допустимого рівня, коли клинова система знаходиться в справному стані (варіанти 1 – 9, 19 – 27, 37 – 45, 55 – 63, 73 – 81, 91 – 99, 109 – 117, 127 – 135). Таким чином, при швидкості руху 90 км/год

ситуація щодо сходжень вагона з рейок є можливою з високим ступенем ймовірності.

Для оцінки впливу стану колії на коефіцієнти запасу стійкості від сходжень з рейок порожнього вагона рівень нерівностей в горизонтальному і вертикальному напрямках було збільшено у два рази. Це дозволило змоделювати стан колії з відхиленнями IV ступеню. На рис. 2.3 показано об'єднаний показник K_{CO} при двох станах колії: 1 – для незадовільного стану (IV ступень відхилень); 2 – для задовільного стану (II ступень відхилень).

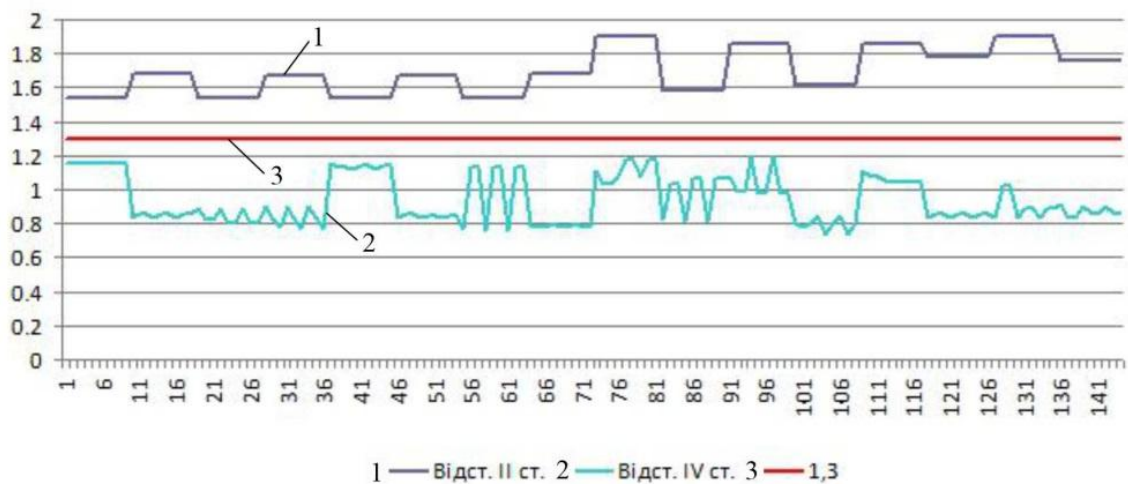


Рисунок 2.3 – Об'єднаний показник запасу стійкості проти сходжень вагона з рейок при задовільному і незадовільному станах колії; $V = 60$ км/год

З порівняння об'єднаних коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень K_{CO} , що розраховані для двох станів колії і приведені на рисунку 2.3, впливає висновок про значне зниження значень коефіцієнту K_{CO} при погіршенні стану колії. Таким чином, стан колії здійснює суттєвий вплив на рівень коефіцієнтів запасу стійкості проти сходжень, і, як наслідок, на ймовірність сходжень вагона з рейок.

На рис. 2.4 зведено усі об'єднані показники K_{CO} запасу стійкості від сходжень порожнього вагона з рейок, що обчислені за різними варіантами технічного стану ходових частин для незадовільного стану колії і швидкостях руху 60, 70, 80 і 90 км/год.

Як видно з результатів, що представлені на рис. 2.4, значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень з рейок порожнього вагона (K_{c0}) при незадовільному стані колії, по-перше, значно нижчі допустимого рівня, по-друге, при швидкостях 70 і 80 км/год технічний стан вагона впливає на значення цих коефіцієнтів не так суттєво, як при швидкостях 60 і 90 км/год.

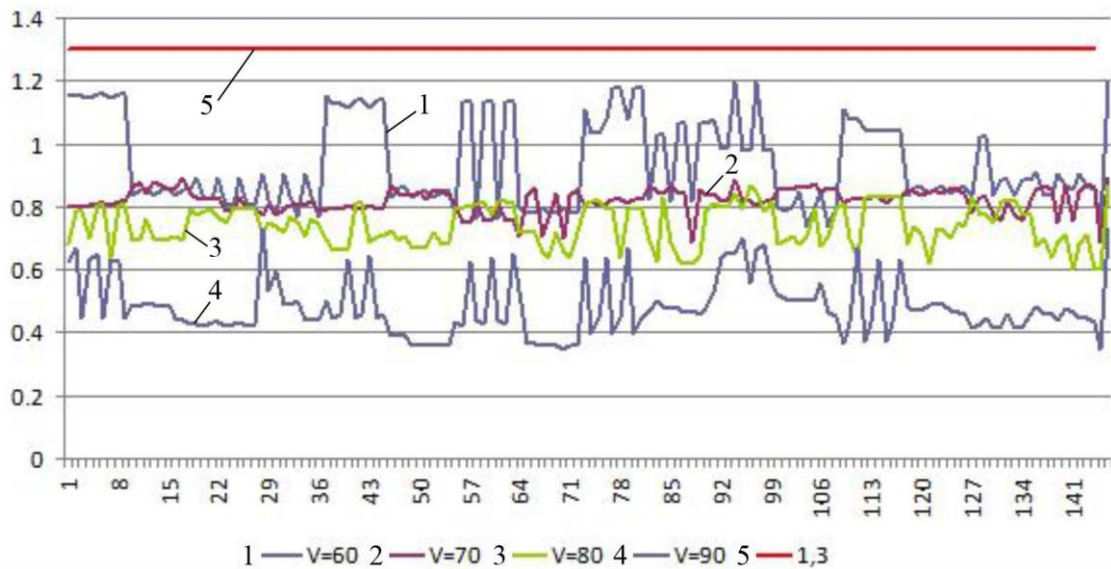


Рисунок 2.4 – Об'єднаний показник запасу стійкості проти сходжень вагона з рейок при незадовільному стану колії;
 $V = 60, 70, 80, 90$ км/год

Для оцінки впливу плану колії на коефіцієнти запасу стійкості від сходження з рейок порожнього вагона виконані комп'ютерні дослідження за всіма розрахунковими варіантами щодо технічного стану ходових частин вагона при його русі в круговій кривій з радіусом 600 м, на ділянці колії з відступами щодо її стану не вище II ступеню. За результатами моделювання динаміки криволінійного руху вагона при швидкості 60 км/год мінімальні коефіцієнти запасу стійкості від сходження колісних пар K_{c1} , K_{c2} , K_{c3} , K_{c4} змінювалися відповідно в діапазонах їх значень: 1,28 – 1,96; 1,58 – 2,62; 1,11 – 1,87; 1,55 – 2,47. Отже, перша і третя колісні пари вагона відзначаються значно нижчим запасом стійкості від сходження ніж друга та четверта. Для окремих варіантів розрахунків (82, 85, 88, 100, 118, 121, 124, 136, 139, 142) обчислені значення коефіцієнтів запасу стійкості

виявилися нижчими за допустимий рівень. Загальними для вказаних варіантів чинниками, що визначають низький рівень запасу стійкості вагона від сходження з рейок, є збільшення коефіцієнтів тертя в їх п'ятникових вузлах і завищення клинів.

2.2 Розроблення методики визначення динамічних показників безпеки руху рухомого складу комбінованого транспорту

Оцінка показників безпеки руху за існуючими методиками не відображає дійсних умов, які підвищують ризики сходження рухомого складу з рейок. Тому в галузі механіки рухомого складу роль науково-дослідних робіт з вивчення перебігу динамічних процесів взаємодії рухомого складу і колії залишається гостро актуальною на всіх етапах розвитку залізничного транспорту.

2.2.1 Встановлення механічних причин сходження рухомого складу з рейок

З огляду на значну кількість чинників, що сприяли сходженню, й неповноту інформації, яка характеризує різноманітні причини або їх збіг стосовно певної транспортної події встановлення ймовірних причин інцидентів є достатньо складним завданням. Під час службового розслідування встановлюється вся можлива інформація стосовно сходження, й далі вона використовується в якості вихідної для з'ясування того, які ж саме чинники обумовили досліджувану транспортну подію. При цьому чинниками причин сходження можуть бути обставини, характеристики або параметри, які відносяться до рухомого складу, рейкової колії, режиму руху поїзда тощо.

Процедура методу визначення ймовірних причин сходжень рухомого складу з рейок полягає в наступних кроках:

– розробка комп'ютерної моделі динаміки поїзда з прийнятною ступеню деталізації, що дозволяє відбивати множину чинників F ;

- формування множини чинників F події сходження у вигляді ознак, за якими проводитиметься пошук найбільш суттєвих з них, і формулювання альтернативних до них з «протилежним» значенням;
- побудова плану повнофакторного експерименту;
- проведення дослідів за планом комп'ютерного експерименту і з'ясування можливості сходження за кожним дослідом;
- обчислення вагових коефіцієнтів впливу чинників події сходження на підставі статистичної обробки результатів і залучення підходу Байєса.

Особливої уваги при розробці методу вимагали етапи визначення множини чинників у вигляді ознак, що відбивали подію сходження за різними обставинами, й формулювання альтернатив до них, створення комп'ютерної моделі динаміки поїзда з прийнятною адекватністю щодо проведення комп'ютерного експерименту, а також розробка матриці плану експерименту, яка використовується для обчислення умовних ймовірностей події сходження за чинниками.

2.2.2 Комп'ютерна модель для визначення динамічних показників безпеки руху вагонів

Складність використання технологій імітаційного моделювання для оцінки найбільш ймовірних причин сходження рейкового екіпажу того чи іншого типу обумовлена низкою чинників, основними з яких можна вважати наступні:

- множина елементів і зв'язків зі стохастичними за своєю природою характеристиками;
- протікання процесу сходження недостатньо формально визначено;
- великий обсяг даних, одержуваних за результатами імітаційного експерименту, викликає необхідність у напрацюванні спеціального підходу до їх аналізу.

Для відтворення в комп'ютерній моделі ситуації пов'язаної зі сходженням рухомого складу з рейок рекомендовано структуру, обсяг та схема формування вхідних даних стосовно обставин певного сходження, яка включає три блоки.

Перший блок – визначення параметрів поїзда:

- швидкість руху поїзда на ділянці сходження;
- довжина ділянки сходження;
- схема формування поїзда з врахуванням завантаженості вагонів та автозчепних пристроїв в поїзді;
- режим ведення поїзда й визначення сили тяги локомотива (за тяговими характеристиками) або гальмівних характеристики (за гальмівним обладнанням й режимом гальмування);
- формулювання сил опору руху поїзда (за типом колії та типом підшипників).

Другий блок – визначення характеристик вагона, що зійшов першим:

- тип вагона й інерційні та геометричні параметри кузова;
- параметри ходових частин вагона з відображенням їх технічного стану (зноси буксових прорізів, клинів і п'ятників, а також характеристики вузлів тертя);
- дійсні розміри коліс і колісних пар;
- профілі поверхонь кочення коліс.

Третій блок – визначення загальних характеристик колії на ділянці сходження та стану її утримання:

- профілі робочих поверхонь рейок на ділянці сходження;
- пружно-дисипативні характеристики верхньої будови колії;
- опис ділянки сходження за планом і профілем.
- дані проходження колієвимірювальним вагоном ділянки, де сталось сходження.

Для розслідування причин сходжень з рейок вантажних вагонів у складі поїздів розроблено комбіновану комп'ютерну модель динаміки поїзда (рис. 2.5). Ця модель, що описує поздовжню динаміку поїзда за традиційною схемою, включає групу з трьох вагонів, кожен з яких представлений просторовою системою 19-ти твердих тіл з 114 ступенями свободи. Місцезнаходження в моделі поїзда зазначеної моделі зчепу як підсистем загальної системи визначається порядковим номером вагона, який першим зійшов з рейок. У схемі зчепу цей вагон розташований центрально.

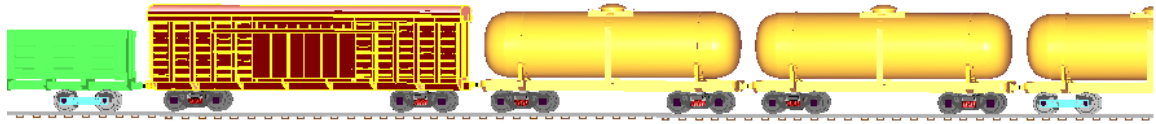


Рисунок 2.5 – Фрагмент комбінованої моделі динаміки поїзда

У разі сходження вагонів в режимі тяги в моделі формується відповідна тягова характеристика локомотива поїзда. Якщо ж сходження сталось при гальмуванні, тоді формуються відповідні гальмівні характеристики. По заданому плану й профілю колії на ділянці сходження призначаються характеристики основного і додаткового питомого опору руху для кожного локомотива і вагона поїзда.

Визначення дійсних факторів, що передували сходженню вагона чи вагонів з рейок і які необхідно задавати в комп'ютерній моделі для дослідження відповідної транспортної події, має розпочатися з встановлення загальних характеристик події (за матеріалами розслідування). Швидкість руху поїзда на момент сходження v_c визначається для комп'ютерного моделювання як постійна величина, але в разі режимів тяги і гальмування поїзда потрібно надавати швидкість руху v_n , яку мав поїзд за t_n с перед транспортною подією. Якщо на ділянці сходження було попередження щодо обмеження швидкості руху $v_{об}$, і швидкість руху поїзда перевищувала значення за обмеженням, тобто $v_c > v_{об}$, то розрахунки динаміки поїзда потрібно проводити за двома рівнями швидкості руху.

Склад поїзда і схема його формування забезпечують інформацію про таке: кількість одиниць рухомого складу, що входили у склад поїзда ($N = N_l + N_v$, де N_l – кількість локомотивів, N_v – кількість вагонів); технічні характеристики локомотива чи локомотивів; моделі або дані щодо технічних характеристик вантажних вагонів; склад поїзда і фактична завантаженість кожного вагона; типи встановлених на вагонах поглинальних апаратів; розташування в поїзді вагона, що зійшов першим.

Режим ведіння поїзда (тяга, вибіг, гальмування) відбивається в комп'ютерній моделі динаміки поїзда у принципах формування сил, що діють на автозчепи одиниць рухомого складу, що входять до складу поїзда.

Пропоновану загальну процедуру імітаційного експерименту стосовно розслідування причин сходження з рейок рухомого складу можна звести до послідовності етапів: виявлення за результатами розслідування достовірно певних факторів сходження; структуризація і ранжування невизначених факторів; складання плану експерименту; обчислення динамічних показників оцінки стійкості екіпажу в рейкової колії за умовою вкочування гребеня колеса на головку рейки; аналіз і встановлення ступеня впливу невизначених факторів на показники стійкості.

Для проведення досліджень шляхом комп'ютерного моделювання з виявлення ймовірних причин сходження колісних пар з рейок потрібно завдання в імітаційній моделі реальних технічних характеристик і значень параметрів, як вагона, так і колії. Тільки в цьому випадку можна розраховувати на підвищення ступеня достовірності відтворення динамічних процесів, які супроводжують аварійну ситуацію, що сприятиме результативності з'ясування обставин, які призвели до сходження.

На етапі розробки комп'ютерної моделі динаміки рухомого складу мають бути враховані його конструкційні особливості й забезпечена можливість відображення в моделі всіх чинників, за якими буде в подальшому проводитися комп'ютерний експеримент. Розробку комп'ютерних моделей динаміки вантажних вагонів виконано з використанням підходу системи твердих тіл, відповідно до якого досліджувана механічна система представляється набором абсолютно твердих тіл, зв'язаних за допомогою шарнірів і силових елементів.

Для виявлення технічного стану вагона на момент сходження в базових моделях було введено 112 спеціальних параметрів з загальною кількістю близько 500. Спеціальні параметри характеризують: фактичні розміри п'ятника і підп'ятника; зазори в бічних ковзунах; завищення фрикційних клинів по відношенню до опорної поверхні надресорної балки; зноси фрикційних пластин

та буксових напрямних; висоти пружин комплектів ресорного підвішування; діаметри коліс та дефекти поверхонь кочення коліс (рис. 2.6).

За наведеними положеннями щодо принципів моделювання за допомогою модуля *Train*, що включено до складу ПК UM, побудовано динамічну модель поїзда. Цей модуль забезпечує комп'ютерне моделювання поздовжньої динаміки поїзда з врахуванням конкретної конфігурації складу поїзда і режимів його ведення колією різного профілю та дозволяє обчислити сили в міжвагонних з'єднаннях. Зазначені дані необхідні для подальшого проведення комп'ютерного моделювання з використанням базової комп'ютерної моделі динаміки вантажного вагона, що детально враховує технічний стан ходових частин і відхилення у технічному стані колії.

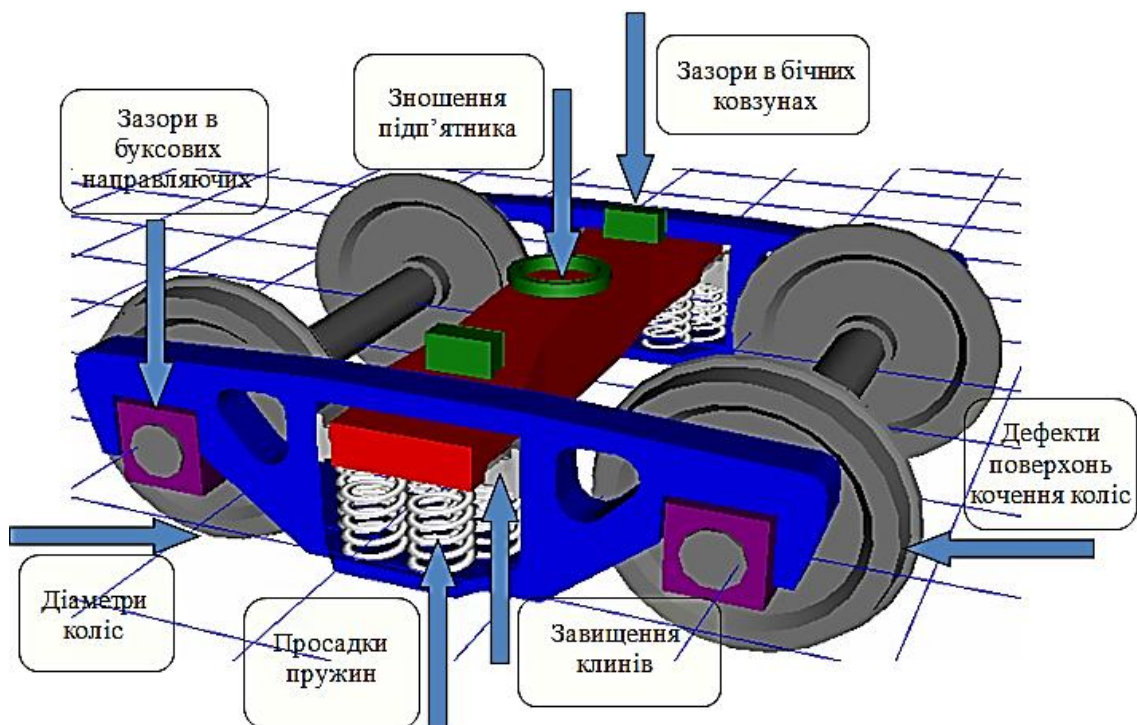


Рисунок 2.6 – Чинники технічного стану візка моделі 18-100, що враховуються в спеціальній моделі динаміки вантажного вагона

Модель поздовжньої динаміки поїзда реалізує спрощене відображення руху рейкових екіпажів, при якому усі тіла, що входять в цю комп'ютерну модель, рухаються поступально вздовж однієї лінії. Рух в кривих моделюється

додатковою силою опору, яка залежить від маси екіпажу та радіуса кривої. При проході перехідних кривих сила опору наростає від нуля до значення опору в кривій при заїзді і зменшується до нуля при виїзді з кривої. При руху в похилих ділянках колії (спуски і підйоми) додатково вводиться поздовжня складова сили тяжіння, імітуючи рух поїзда за змінним вертикальним профілем [51]. Окремі одиниці рухомого складу в складі поїзда поєднані силовими елементами, які моделюють дію поглинальних апаратів, що представлені в моделі як біполярні силові елементи.

Моделі локомотива чи вантажного вагона, що входять до комп'ютерної моделі поїзда, можуть складатися з будь-якого числа тіл, з'єднаних силовими елементами, але, створюючи підсистеми моделі поїзда, потрібно враховувати положення про геометричні й інерційні параметри одиниць рухомого складу, а також точок зв'язку, що використовуються для приєднання силових елементів, моделюючих дію автозчепів і поглинальних апаратів. Так, обов'язковими параметрами опису будь-якої одиниці рухомого складу, що включається в модель поїзда, є: маса M , відстань між осями зчеплення автозчепів L , база вагона або локомотива L_b і виліт автозчепу L_a .

Комп'ютерна модель кожної одиниці рухомого складу (локомотива чи вагона), з якої збирається загальна модель поїзда, представляє собою одномасову систему з одним ступенем вільності – переміщенням вздовж колії. Модель локомотива чи вагона складається з одного тіла з назвою *Vehicle*, одного графічного образу, поступального шарніра – *jVehicle* і однієї біполярної сили – *RearCoupling*.

Кожна модель вагона чи локомотива повинна мати як мінімум 2 точки зв'язку, що вказують місця приєднання поглинальних апаратів. За замовчуванням передня точка прикріплення поглинального апарату попереднього екіпажу, вказується першою в переліку точок зв'язку. Для зручності точки кріплення задаються за допомогою використання обов'язкового ідентифікатора *CouplingPoint*.

При визначенні завдання щодо дослідження поздовжньої динаміки поїзда, у складі якого певний вагон зійшов з рейок, потрібно сформулювати сили основного і додаткового опору руху. Основний опір руху локомотива чи вагона залежить від багатьох факторів, головним з яких є тип підшипників в даному екіпажі і його маса, що приходить на колісну пару [51].

За допомогою інструменту створення моделі сил формуються моделі сил основного опору загального вигляду за такими типами: для локомотива в режимі тяги; для локомотива на вибігу; для навантаженого вагона на стиковій колії; для навантаженого вагона на безстиковій колії; для порожнього вагона на стиковій колії; для порожнього вагона на безстиковій колії.

Сили додаткового опору руху, які виникають при русі поїзда ухилами та кривими, запрограмовані і доступні для використання в разі визначення ділянки колії сходження за планом і профілем. При цьому комп'ютерна програма дозволяє при будь-якій швидкості руху отримати графік сумарного опору руху для сформованого поїзда вздовж заданої ділянки сходження.

Дослідження сходження поїзда з рейок при гальмуванні на підставі комп'ютерного моделювання також потребує відтворення в моделі відповідної інформації, що характеризує цей режим руху. Сила натиснення гальмівної колодки та коефіцієнт тертя між колодкою і колесом для будь-якої одиниці рухомого складу, що входить до складу поїзда, розраховуються окремо з врахуванням кількості пар тертя «колодка-колесо» [52, 53]. Коефіцієнт тертя може бути заданий у вигляді графіка залежності від швидкості руху або функцією сили натиснення, пройденого шляху, швидкості руху і часу.

Модель сили натиснення задається за допомогою індикаторної діаграми наповнення гальмівного циліндра. Так, для вантажного вагона треба встановити такі параметри: кількість гальмівних циліндрів $n_{цил} = 1$; кількість пар тертя $m_k = 8$; площа поршня $S_{пор} = 1$; к.к.д. гальмівного циліндра $\eta_{ц} = 1$; передавальне число $i = 1$; к.к.д. передачі важеля $\eta_e = 1$; сила відпускної пружини $F_{np} = 0$. Моделі сил натиснення, створені за допомогою цього вікна, додаються в список на

відповідній закладці для подальшого їх використання при формуванні гальмівної системи поїзда.

В комп'ютерній моделі динаміки вантажного вагона передбачено також відображення геометрії поверхонь кочення кожного колеса. Такий опис доцільніше виконувати за даними профілограм, які знімаються для кожної колісної пари вантажного вагона, що зійшов з рейок. Ці дані методами математичної обробки приводяться до вигляду, необхідному для використання в комп'ютерній моделі. Якщо обставини унеможливили отримання повних даних щодо контрольованих розмірів колісних пар то з бази даних можливо вибрати новий або середньо зношений профіль вагонного колеса.

Крім того, за обміром колісних пар вагона, що зійшов з рейок, встановлюється параметри кожної колісної пари і задаються в комп'ютерній моделі.

При визначенні на підставі комп'ютерного моделювання ймовірних причин сходження з рейок вагонів у складі поїзда принципове значення має адекватне відображення характеристик ділянки колії, де трапилася подія. Враховуючи те, що розслідування сходження рухомого складу з рейок виконується із прив'язкою до кілометра та пікетів початку сходження і місця зупинки локомотива та окремих груп вагонів, усі характеристики колії на цій ділянці визначаються достатньо точно. При цьому довжину ділянки колії рекомендується обирати не менше ніж 300 м від місця сходження першого колеса вагона.

На підставі матеріалів розслідування сходження потрібно сформулювати дані, які характеризують вказану ділянку колії, а саме: профілі лівої і правої рейок; характеристики за поздовжнім профілем; характеристики за планом; геометричні нерівності лівої і правої рейок у горизонтальному та вертикальному напрямках.

Параметри ділянки колії, якою рухався поїзд перед сходженням, настраюються за своїми дійсними характеристиками щодо плану і профілю за допомогою інструменту *Макрогеометрія*. При цьому загальна довжина ділянки сходження встановлюється як $S_c = v_c \cdot t_n$. Опис колії за планом формується додаванням ділянок певної довжини з дійсними параметрами, що характеризують

пряму, ліву чи праву криву певного радіусу і підвищення зовнішньої рейки, перехідну криву або стрілочний перевід.

Опис колії за профілем формується додаванням ділянок певної довжини і ухилу. При формуванні параметрів колії є можливість визначити коефіцієнти тертя лівої і правої рейок на кожній ділянці.

Повністю сформована геометрія колії за планом і профілем на ділянці сходження зберігається в файлі, який завантажується в комп'ютерну модель при проведенні розрахунків.

Дуже важливим фактором, що впливає на коефіцієнт стійкості проти сходження вагона з рейок, є нерівності колії. Відхилення від норм утримання колії несприятливо відбиваються на взаємодії колії і рухомого складу, викликаючи різкі зміни в розподілі навантажень між колесами однієї колісної пари. Геометричні нерівностей колії на ділянці сходження визначаються окремо для лівої і правої рейок у горизонтальному та вертикальному напрямках. Геометричні нерівності рейок потрібно встановлювати за даними колієвимірювального вагона і/або за результатами обмірюванням шаблоном.

При формуванні нерівностей колії для моделювання, щоб запобігти «стрибків» при заїзді на ділянку колії, де стався сход, потрібно встановити нульові значення нерівності на перших десяти метрах і ще на наступних 20 метрах здійснити плавний перехід введенням лінійної зміни. При моделюванні загальна довжина шляху, що передуює сходженню, має становити приблизно 300 метрів, щоб загасити перехідні процеси, що виникають внаслідок чисельного інтегрування рівнянь руху вантажного вагона.

Формування нерівностей колії доцільніше виконувати за даними найближчого за часом до сходження проходу колієвимірювального вагона-лабораторії. При цьому повна інформація щодо стану колії з прив'язкою до фактичних місць розташування пікетних і кілометрових знаків зберігається у вигляді файлу з розширенням *.rst*. За допомогою розробленої комп'ютерної програми, дані файлу перетворюються в дані текстового формату з кроком вимірювання, що дорівнює $1/6$ частині довжини кола кочення колеса, і за цими

даними обчислюються нерівності колії для лівої і правої рейок у вертикальному і горизонтальному напрямках.

На ситуацію сходження можуть також впливати погодні умови на момент порушення безпеки руху, які фіксуються в матеріалах розслідування. Для відбиття стану рейок за різними погодними умовами потрібно задавати різні значення коефіцієнтів тертя в контактах колеса з рейкою. При цьому можливо визначити два основних коефіцієнта тертя: на поверхні кочення рейки і на боковій поверхні рейки, а також моделювати залежність цього коефіцієнта від поздовжньої координати, наприклад, коли рейки були змащені тощо.

2.2.3 Вихідні величини при моделюванні динаміки руху вагонів з метою визначення ймовірних причин їх сходження з рейок у складі поїздів

Вихідні величини сформовано на підставі нормативних вимог щодо динамічних показників несамохідних вагонів колії 1520 мм [48]. Унормованим показником, що застосовується для оцінювання динамічної поведінки рухомого складу щодо безпеки руху на залізницях колії 1520 мм, є коефіцієнт запасу стійкості колісної пари проти сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки. Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари проти сходження k_{cc} обчислюється за формулою:

$$k_{cc} = \frac{tg\beta - f_{TP}}{1 + f_{TP} \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_v}{Y} \geq [k_{cc}] \quad (2.3)$$

де β – кут нахилу до горизонту твірної конусоподібної частини поверхні гребеня колеса;

f_{TP} – коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють;

P_v – вертикальна складова сил, що діють від коліс на рейки;

Y – горизонтальна складова сил взаємодії колеса з рейкою, яка діє одночасно з силою P_v .

Гранично допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари проти сходження з рейок $[k_{cc}]$ для вантажних вагонів становить 1,3 [48].

Окрім коефіцієнтів запасу стійкості динамічна поведінка вагонів оцінюється такими величинами:

- рамні сили H_p , що діють з боку окремої колісної пари на раму візка і визначаються в долях статичного навантаження коліс на рейки;
- коефіцієнти вертикальної динаміки k_d за силами в підвішуванні;
- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення кузова (j_y і j_z) в точках, розміщених над п'ятниковими вузлами і в центрі кузова;
- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення рам візків (j_{py} і j_{pz}).

Разом з тим використання в якості критерію коефіцієнта запасу стійкості k_{cc} проти сходження колісних пар з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки має певні недоліки. Ці недоліки полягають в тому, що значення показника k_{cc} надмірно консервативні і не відбивають адекватно ступінь безпеки вкочування, особливо при малих і від'ємних кутах набігання колісної пари на рейку [50]. Ці умови в більшості випадків не відповідають реальним ситуаціям сходження, які виникають при високих значеннях кутів набігання колісної пари на рейку.

Крім того, суттєвим недоліком використання k_{cc} у якості критерію розпізнавання події сходження, є неадекватність значення коефіцієнта k_{cc} ситуації з подальшим вкочуванням колеса на рейку після виходу на гребеневий контакт. Намагання покращити чутливість критерію шляхом використання часу або шляху вкочування в окремих випадках не призводить до розпізнавання ситуації сходження. Тому одночасно з традиційним підходом до оцінки стійкості одиниць рухомого складу в рейковій колії пропонується до застосування в процесі розпізнавання події сходження використовувати комбінований критерій безпеки $k_{\delta\theta}$, який дозволяє адекватно оцінити процес повного вкочування колеса на головку рейки.

Суть цього критерію полягає в наступному. Процес вкочування поділено на дві фази: до критичної точки і вище критичної точки. Критична точка на

профілі гребеня – це перша точка контакту в процесі вкочування з найбільшим кутом нахилу твірної гребеня. В другій фазі процесу вкочення колеса на рейку, коли гребеневий контакт виявився в критичній точці, для оцінювання безпеки сходження замість показника k_{cc} пропонується використовувати величину підйому колеса z на головку рейки.

3 РОЗРОБКА КОНЦЕПЦІЇ ОЦІНЮВАННЯ РИЗИКІВ СХОДЖЕНЬ РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙОК

Внаслідок комбінованого впливу багатьох чинників, деякі з яких не фіксуються об'єктивними засобами контролю під час руху поїзда, за результатами аналізу аварійних ситуацій не завжди вдається виявити і пояснити причини сходження. Водночас оцінка показників безпеки руху за існуючими методиками не відображає дійсних умов, які підвищують ризики сходження рухомого складу з рейок. Тому для розробки ефективних заходів щодо підвищення безпеки руху поїздів та попередження серйозних інцидентів гостро актуальною проблемою є визначення ймовірних причин сходжень рухомого складу з залученням сучасних методів і засобів наукового пошуку.

Поліпшити ситуацію з виявленням причин аварій на залізничному транспорті покликані сучасні наукові підходи, зокрема такі, що базуються на використанні комп'ютерних технологій математичного моделювання [54, 55]. Досвід численних досліджень з безпеки руху, заснований на комп'ютерному моделюванні динаміки рейкових екіпажів, показує, що можливості, які надаються засобами моделювання, дозволяють користувачам максимально оперативно і з високим ступенем достовірності аналізувати проблеми, що пов'язані з безпекою руху поїздів [56, 57].

Визначення конкретних причин, що призводять до втрати стійкості вагонів в колії, вимагає поглиблених досліджень з залученням новітнього наукового інструментарію, що застосовується в галузі динаміки рухомого складу. Останнім часом в цьому напрямку все більшого поширення набуває програмне забезпечення для комп'ютерного моделювання динамічної поведінки залізничного рухомого складу [58, 59]. Такий підхід дозволяє поглибити пошукові розслідування причин сходжень вагонів, що буде сприяти розробці заходів щодо попередження транспортних подій, підвищить рівень безпеки руху поїздів та збільшить достовірність прогнозованих оцінок динамічних показників рухомого складу.

3.1 Динамічні явища, що сприяють розвитку аварійних ситуацій

До динамічних явищ, вплив яких на показники безпеки руху поїздів є визначальним, відносяться резонансні режими та бічні автоколювання.

3.1.1 Резонансні режими руху вантажного вагона у порожньому стані

За результатами розслідувань багатьох транспортних подій виходить, що об'єктами аварійних ситуацій все частіше стають вантажні вагони [5, 60, 61]. До того ж відмічається схильність до втрати стійкості від сходження з рейок вагонів у порожньому стані [62, 63]. Таким чином, проблема стійкості від сходжень з рейок вантажних вагонів, особливо в порожньому режимі, залишається актуальною.

Очевидно, що кожна транспортна подія пов'язана зі збігом низки несприятливих обставин, серед яких, тим не менше, завжди присутня провідна причина. Низький запас стійкості вантажних вагонів від сходжень з рейок найчастіше обумовлюється їхніми незадовільними динамічними властивостями, які головним чином пояснюються конструкційними особливостями й технічним станом ходових частин [64].

За результатами аналізу ряду випадків сходжень вантажних вагонів з рейок типові сходження вантажних вагонів з рейок мають наступні характерні ознаки:

- до сходжень схильні порожні вагони з високим центром мас (вагони бункерного типу, цистерни, криті), з короткою базою (бункерного типу) і жорстким кузовом (цистерни);
- переважають сходження в «сухих» погодних умовах;
- сходження відбуваються як на прямих ділянках колії, так і в кривих з радіусом до 1000 м;
- сходження можливі як на вибігу, так і в окремих випадках при гальмуванні локомотивним гальмом;

- головним чином сходження відбувається при швидкостях руху вище за 50 км/год;

- нормовані параметри ходової частини вагонів, що зійшли, часто наближаються до граничних значень, що допускаються;

- на розвиток аварійної ситуації, яка може призвести до сходжень рухомого складу, суттєвий вплив має технічний стан колії.

Цей далеко не повний перелік все ж таки показує, що основними чинниками, що обумовлюють можливі сходження з рейок порожніх вагонів, є конструкційні особливості окремих типів вагонів і стан їх ходових частин, а також колії. Зокрема, погіршенню показників безпеки руху вантажних поїздів сприяють конструкційні недоліки візків моделі 18-100:

- значна невіддресорена маса, що безпосередньо взаємодіє з рейками;
- інтенсивне зношування клинових гасителів коливань і невідповідність характеристик демпфірування в порожньому і завантаженому станах вагона;
- недостатні конструктивний зазор і рівень сил тертя між надресорною і боковою балками візка;
- інтенсивне зношування опорних поверхонь п'ятникових вузлів;
- значні поздовжні і поперечні зазори між буксами і боковими рамами, що призводить до «забігання боковин»;
- недостатній міжремонтний пробіг, що не перевищує 160 тис. км.

Відомо, що ресорне підвішування вантажних вагонів колії 1520 мм у порожньому стані може частково або повністю втрачати свої демпфірувальні властивості через ослаблення або повне виключення з роботи клинових гасителів коливань, що викликається так званим завищенням клинів [65, 66]. При цьому жорсткість ресорної підвіски візка може зменшуватись в 1,4 рази. Ця ситуація призводить до зниження власних частот коливань вагона, а отже зменшення швидкості руху, при якій виникає резонансний режим.

Періодичні збурення, які викликають резонансні режими рухомого складу, пов'язані як з періодичними нерівностями колії, так і з наявними дефектами на поверхнях кочення вагонних коліс. Тому в спектрі збурень, які діють на вагон, що

рухається, завжди присутні складові з частотою обертання колісних пар. Ці складові, навіть при допустимих дефектах коліс, достатні для розвитку резонансних явищ, коли швидкість руху вагона досягає критичної величини при збігу частоти обертання колісної пари f_k з однією з власних частот f_i . Ці швидкості дістали назву резонансних. Отже резонансна швидкість V_p обчислюється за виразом $V_p = L_k \cdot f_i$, де L_k – довжина кола кочення колеса.

На рис. 3.1 показано схему визначення резонансних швидкостей. Тут променями I і II зображено залежності частот обертів колісних пар з повною (I) та граничною (II) товщиною ободів коліс. Резонансні швидкості $V_p^{(i)}$ ($i = \overline{1,4}$) знаходяться за точками перетину ліній I і II з горизонталлями власних частот вертикальних коливань f_b і f_b^* відповідно при номінальній і зменшеній (внаслідок виключення підклинових пружин) жорсткості підвіски. Таким чином, в експлуатаційних умовах резонансні швидкості можуть приймати значення в діапазоні від $V_p^{(1)}$ до $V_p^{(4)}$.

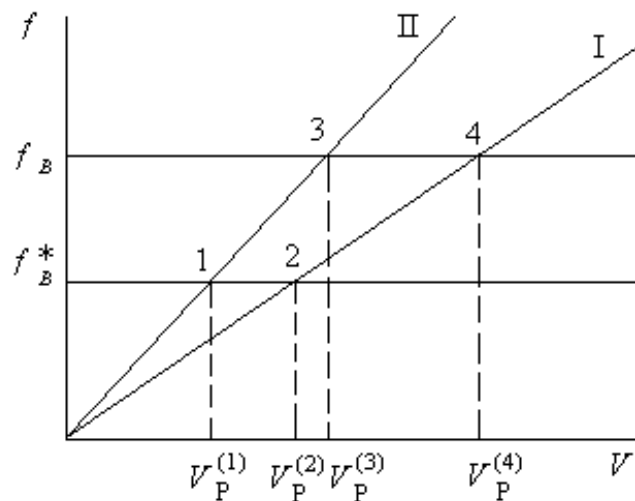


Рисунок 3.1 – Схема визначення резонансних швидкостей

Найбільш небезпечним для порожніх вагонів є швидкісний діапазон $V_p^{(1)}$ – $V_p^{(2)}$, якому відповідають випадки недостатнього або відсутнього демпфірування коливань (рис. 3.1). У резонансних режимах коливань галопування та

підскакування в моменти повного розвантаження коліс у разі дії поперечних горизонтальних сил з'являється реальна загроза сходжень колісних пар з рейок.

Власні частоти коливань кузовів вантажних вагонів деяких типів у порожньому стані наведено в табл. 3.1. Частоти коливань підскакування $f_{\text{п}}$ і $f_{\text{п}}^*$, галопування $f_{\text{Г}}$ і $f_{\text{Г}}^*$ та бічної хитавиці $f_{\text{бх}}$ і $f_{\text{бх}}^*$ розраховані відповідно за двома значеннями жорсткості ресорного підвішування, що відповідають номінальній жорсткості ресорних комплектів (чисельник) і зменшеній внаслідок виключення з нормального робочого стану клинових гасителів коливань (знаменник).

Таблиця 3.1 – Власні частоти коливань кузовів вантажних вагонів

Форма коливання	Типи вагонів			
	напіввагон	критий вагон	вагон-хопер	вагон-цистерна
Підскакування	5,61/4,74	5,22/4,41	5,50/4,60	5,16/4,36
Галопування	6,61/5,59	6,42/5,43	7,60/6,46	5,80/4,90
Бічна хитавиця	5,02/4,24	4,00/3,38	4,14/3,50	3,99/3,36

За обчисленими частотами визначено резонансні швидкості розглянутих типів вагонів з новими і зношеними колесами. Для прикладу на рис. 3.2 показано діапазон резонансних швидкостей порожнього напіввагона при повній та граничній товщині обода колеса відповідно при номінальній і зменшеній жорсткості підвіски з врахуванням обчислених частот (табл. 1.2). Лінії 1, 2, 3 відповідають частотам $f_{\text{п}}$, $f_{\text{Г}}$ і $f_{\text{бх}}$, а лінії 4, 5, 6 – частотам $f_{\text{п}}^*$, $f_{\text{Г}}^*$ і $f_{\text{бх}}^*$. Залежності частот обертів колісних пар за повною $f_0(v)$ та граничною $f_3(v)$ товщинами ободів коліс, що відповідають радіусам коліс 0,475 м і 0,425 м, представлено графіками 7 і 8.

Як видно з наведених графічних даних, значення резонансних швидкостей для напіввагона знаходяться в діапазоні 41 – 71 км/год. За подібними розрахунками отримано значення резонансних швидкостей для інших типів

вагонів. В залежності від моделей вантажних вагонів, стану клинових гасителів і товщини ободів їхніх коліс резонансні швидкості можуть змінюватись в широких діапазонах: 32 – 69 км/год – для критого вагона; 33 – 82 км/год – для вагона хопера; 32 – 62 км/год – для вагона цистерни. Таким чином можна констатувати, що вказані значення резонансних швидкостей охоплюються робочими швидкостями руху вантажних поїздів на залізницях колії 1520 мм. З точки зору забезпечення безпеки руху ця обставина вимагає підвищення вимог щодо контролю технічного стану ресорного підвішування і колісних пар.

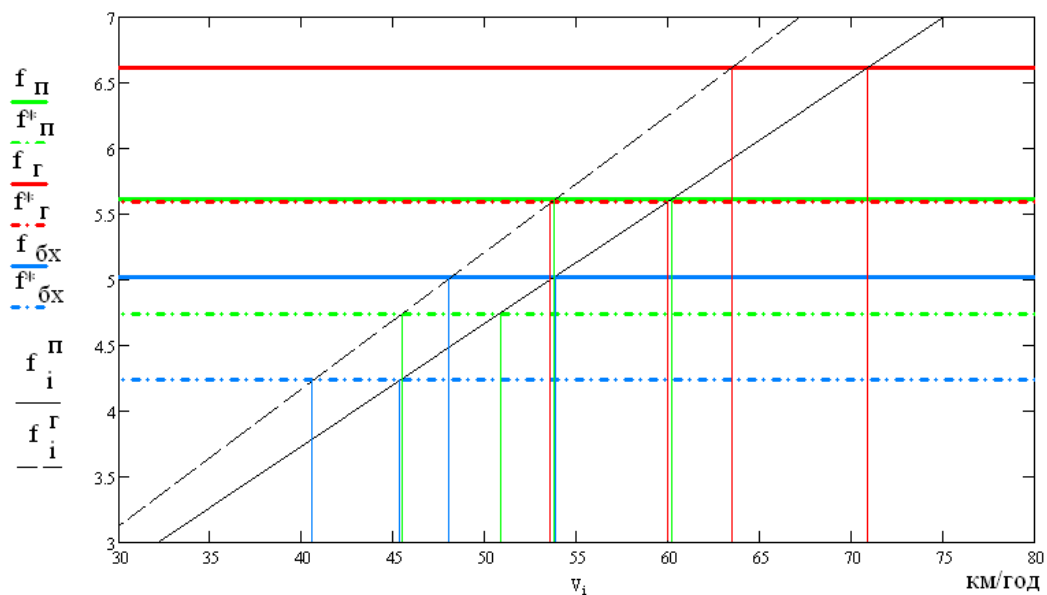


Рисунок 3.2 – Резонансні швидкості напіввагона

3.1.2 Визначення критичних швидкостей

Принципово новим елементом у системі вибору раціональних параметрів екіпажної частини швидкісного рухомого складу є визначення критичних швидкостей. Для отримання високих динамічних якостей рейкових екіпажів критична швидкість $v_{кр}$ повинна бути вища за конструкційну v_k , тобто $v_{кр} > v_k$.

При визначенні критичної швидкості можливе застосування таких двох підходів [8]:

– перший підхід засновано на аналізі дійсних частин власних значень $h_{max} = \max_{j=1,2n} h_j = \max_{j=1,2n} \text{Re}(\lambda_j)$ матриці коефіцієнтів рівнянь руху (розв’язок задачі про стійкість руху за О. М. Ляпуновим в першому наближенні);

– другий підхід, ґрунтується на проведенні розрахунків шляхом інтегрування системи рівнянь руху в загальному вигляді за відсутності зовнішніх збурень.

Перший підхід використовується виключно для випадків, коли рівняння руху наближені до лінійних і за умови, якщо лінеаризація системи рівнянь здійснюється коректно в математичному сенсі. За лінеаризованою системою рівнянь руху формується матриця коефіцієнтів. За результатами обчислення власних значень матриці коефіцієнтів для різних швидкостей руху будуються графіки залежностей $h_{max}(v)$. Значення швидкості руху, що відповідає точці перетину кривої $h_{max}(v)$ з віссю абсцис, тобто коли $h_{max} = 0$, є критичною швидкістю $v_{кр}$.

Другий підхід використовується у випадку нелінійних рівнянь руху рейкового екіпажа. При цьому моделюється рух екіпажа з початковим відхиленням колісних пар в горизонтальному напрямку. Вантажні вагони колії 1520 мм обладнано виключно триелементними візками, характерною особливістю яких, з точки зору механіки, є насиченість вузлами з відкритими парами сухого тертя. Ця обставина суттєво ускладнює аналіз умов стійкості в рейковій колії вагонів як суттєво нелінійних систем.

Через наявність відкритих пар сухого тертя у сполученнях несівних елементів ходових частин між собою та кузовом, можливі зупинки у відносних переміщеннях окремих тіл системи, які включає модель вантажного вагона. Таким чином, система може втрачати ступені вільності і переходити з одного структурного стану в інший. Отже, вихідну розрахункову систему вагона можна розглядати як систему з перемінною структурою. Кількість можливих структурних станів такої системи дорівнює 2^i (i – кількість вузлів тертя).

На підставі концепції принципової перемінності вихідної системи, яка імітує динамічну поведінку вантажного вагона, запропоновано спосіб визначення

критичних швидкостей з використанням методу лінеаризації дискретних систем з вузлами сухого тертя [67]. Суть цього способу полягає у заміщенні вихідної нелінійної системи l лінійними підсистемами ($l = 2^i$). Кожна з l підсистем відповідає одному з можливих станів вихідної нелінійної системи. Такі підсистеми будуються відповідно до структурних змін вихідної системи внаслідок почергового закриття зв'язків з сухим тертям.

При побудові лінійних підсистем основним є визначення параметрів в'язкого тертя, яке заміщує сухе тертя у незакритих зв'язках. За розробленою методикою формування лінійних підсистем визначення коефіцієнта еквівалентного в'язкого опору β_{i-j}^l у $i-j$ зв'язку багатомасової автоколивальної системи здійснюється за формулою, аналогічною використаній С.П. Тимошенко при дослідженні вимушених коливань осцилятора з сухим тертям [7]. Стосовно моделі роботи пристроїв спирання кузова на візки при їх взаємних поворотах згадана формула має вигляд:

$$\beta_{i-j}^l = 4W / \pi \cdot \Delta\psi_{i-j} \cdot \omega, \quad (3.1)$$

де $\Delta\psi_{i-j}$ - амплітудні значення кутів взаємних поворотів кузова і візків;

ω - частота автоколивань.

Значення $\Delta\psi_{i-j}$ і ω визначаються за ітераційним способом, заснованим на поетапному вирішенні й аналізі повної проблеми власних значень матриць коефіцієнтів рівнянь руху підсистем типу $\dot{x} = A^{(l)} \cdot x$. При цьому оцінюється стійкість можливих станів системи (підсистем). За показник стійкості приймається величина $h_{\max}^{(l)} = \max(\text{Re } \lambda_i^{(l)})$, де $\lambda_i^{(l)}$ - власні значення матриць $A^{(l)}$. Для кожної системи визначається критична швидкість $V_{KP}^{(lm)}$ як значення швидкості руху V при $h_{\max}^{(l)} = 0$, тобто $h_{\max}^{(l)}(V_{KP}^{(l)}) = 0$. Найменша з отриманого в такий спосіб спектра критичних швидкостей і є швидкістю руху V_{AK} , при якій виникають автоколивання в досліджуваній системі з сухим тертям, тобто

$$V_{AK} = \min |V_{KP}^{(1)}, V_{KP}^{(2)}, \dots, V_{KP}^{(l)}|. \quad (3.2)$$

Таким чином, показники стійкості руху найменш стійких з низки підсистем, якими апроксимовано вихідну систему, визначають умови виникнення автоколивань досліджуваного рейкового екіпажу. Отже метод структурної лінеаризації дозволяє поширити потужні методи лінійної алгебри на клас систем, що принципово не лінеарізуються.

3.2 Ідентифікація механічних ризиків сходжень за технологією комп'ютерного моделювання динаміки руху рейкових екіпажів

3.2.1 Планування комп'ютерного експерименту

Встановлення найбільш істотних чинників події сходження рухомого складу з рейок має вирішуватися з залученням детермінованих та імовірнісних підходів. На підставі застосування детермінованих підходів обчислювальної механіки розроблено комп'ютерну модель динаміки рухомого складу, що дозволяє досліджувати взаємодію рухомого складу з рейковою колією на ділянці сходження.

Слід зазначити, що зв'язок між сходженням і будь-яким чинником події неможливо встановити на підставі логічних наслідків тільки одного розрахункового варіанту, оскільки обставинам сходження притаманна невизначеність, яка підсилюється динамічною постановкою завдання. Отримана на підставі розслідування транспортної події інформація в кращому випадку дозволяє сформулювати перелік чинників, що відносяться до події, причому тільки з певним ступенем впевненості. З'ясувати, що стало причиною сходження з повною впевненістю неможливо, але можливо встановити з високим ступенем впевненості, які чинники серед числа всіх можливих сприяли розвитку аварійної ситуації. Така впевненість має ґрунтуватися на статистичних даних, отриманих шляхом проведення і аналізу багатоваріантних

розрахунків за розробленою моделлю динаміки рухомого складу на ділянці сходження.

Метою проведення комп'ютерного експерименту щодо встановлення причин сходження рухомого складу з рейок є накопичення інформації про те, як фактичні чинники події впливають на здійснення сходження. Після накопичення цієї інформації за всією множиною чинників визначається вага впливу кожного з них на подію сходження. Формування плану комп'ютерного експерименту щодо встановлення причин сходження рухомого складу з рейок рекомендовано проводити за спеціально розробленою процедурою.

Моделюючи на ділянці сходження динамічну поведінку вагонів поїзда відповідно певного набору чинників неможливо надати відповідь стосовно того, що ж спричинило сходження. Саме для подолання цієї складності пропонується застосування комп'ютерного експерименту й проведення серії дослідних варіантів при двох протилежних рівнях значень ймовірних чинників. Перший рівень чинників відповідає тому, що спостерігалися при події сходження, другий – протилежний рівень чинників відповідає такому, що характеризує режим ведення поїзда, стан завантаження вагонів, стан утримання колії й технічний стан вагона, що зійшов першим, як бажаний, який забезпечує покращені експлуатаційні умови.

Для того, щоб спростити проведення комп'ютерного експерименту в базу даних системи внесено інформаційні описи комп'ютерних моделей динаміки руху локомотивів і вантажних вагонів, номінальних розмірів вузлів, профілів нових та середньо зношених коліс, робочих поверхонь рейок різних типів, файлів нерівностей колії, що репрезентують стан утримання відповідно другого ступеня, тощо. Розробка і поповнення такої бази даних створює умови для оперативного розслідування сходжень.

Основні складнощі при використанні комп'ютерного експерименту щодо виявлення найбільш суттєвих чинників сходження рухомого складу з рейок полягають в тому, що, по-перше, виникнення процесу сходження недостатньо формально визначено, по-друге, отримання великої кількості динамічних

показників за результатами експериментів потребує напрацювання певного підходу щодо аналізу отриманих даних.

За допомогою побудованої моделі динаміки поїзда шляхом комп'ютерного експерименту проводиться дослідження силової взаємодії вагонів з колією. Результати за кожним дослідним варіантом отримуються інтегруванням за методом Парка з автоматичним контролем точності.

З метою встановлення події сходження за результатами моделювання вихідні величини піддаються аналізу на відрізках колії. Як показали проведені дослідження, для здійснення комп'ютерного експерименту з визначення впливу чинників на сходження вантажних вагонів достатньо прийняти загальний шлях довжиною $L_d = 300$ м [68]. При цьому мають також бути відтворені всі особливості колії щодо характеристик й геометрії профілів рейок та стану утримання на відрізьку L_d . Щоб відобразити стан утримання колії на підставі даних колієвимірювального вагона за розробленим алгоритмом формуються нерівності рейок з лівого і правого боку в горизонтальному й вертикальному напрямках. При цьому принципове значення має «синхронізація» нерівностей за ділянкою сходження і місцем події сходження.

Визначення показників безпеки руху, тобто вибір екстремального значення, здійснюється за ділянкою сходження безпосередньо перед місцем сходження. Оцінювання екстремальних значень обчислених показників безпеки руху та порівняння їх з відповідними допустимими значеннями надає інформацію щодо можливості сходження вагона при певних чинниках, але не дозволяє зробити висновки щодо значущості чинників, які вплинули на подію. Ця обставина обумовлює необхідність проведення цілеспрямованого комп'ютерного експерименту за умовами події сходження й складається з N дослідів зі зміною чинників, що впливають і відібрані в множину F .

Виходячи з цілі дослідження й значної кількості потрібних розрахункових варіантів, які виникають при математичному опису завдання розслідування сходження, перебирання факторів з множини $F = \{f_1, f_2, \dots, f_K\}$ має бути впорядкованим і ґрунтуватися на теорії планування експериментів, щоб

забезпечити отримання максимальної кількості інформації при проведенні найменшої кількості дослідів.

3.2.2 Декомпозиція чинників події сходження

Внаслідок різноманітності обставин сходжень рухомого складу з рейок для формування узагальненого плану комп'ютерного експерименту запропоновано застосувати декомпозицію чинників події за чотирма групами, змістовно відокремленими одна від іншої. Групу F_1 утворюють чинники, що відображають технічний стан вагона, що зійшов першим; групу F_2 – чинники, які відбивають стан утримання колії на ділянці сходження; групу F_3 – чинники, що характеризують схему формування поїзда; групу F_4 – чинники, що стосуються режиму ведення поїзда. Загальна множина чинників події F – це об'єднання чинників цих груп $F = F_1 \cup F_2 \cup F_3 \cup F_4$.

Для розробки плану експерименту запропоновано представлення різнорідних чинників сходження у вигляді ознак. При цьому будь-яка ознака може приймати два значення: 1 – для розрахунку за фактичним «значенням» відповідного чинника; 0 – для розрахунку за номінальним «значенням» або таким, що покращує обставини сходження.

До групи F_1 віднесено чинники, які характеризують технічний стан вагона, що зійшов з рейок першим. Включення чинників до F_1 слід проводити вибірково. При використанні інформації щодо фактичного сходження може статися, що окремі параметри технічного стану вагона збігаються з номінальними, в такому разі кількість елементів групи F_1 зменшується, отже скорочується кількість дослідних варіантів N_1 .

До групи F_2 включені чинники, що характеризують стан утримання колії і дефекти робочих поверхонь рейок: $F_2 = \{n_k, n_{rl}, n_{rr}\}$, де n_k – це ознака стану утримання колії; n_{rl} – це ознака стану робочих поверхонь рейок з лівого боку і n_{rr} – з правого боку колії за напрямком руху поїзда на ділянці сходження. В разі $n_k = 1$ – в розрахунках використовуються дані про фактичний стан колії; в разі $n_k = 0$ – використовуються дані, що репрезентують стан утримання колії з

відступами другого ступеню (задовільний стан). Ознаки стану робочих поверхонь рейок n_{rl} і n_{rr} застосовуються при відомій інформації про зношеність рейок на ділянці сходження. В разі n_{rl} (n_{rr}) = 1 – використовуються дані про фактичний зношений стан робочих поверхонь рейок; в разі n_{rl} (n_{rr}) = 0 – використовуються дані, що описують робочі поверхні нових рейок, які відповідають типу рейок на ділянці сходження. Якщо інформація про зношений стан рейок відсутня, то кількість варіантів в цій групі становить $N_2 = 2$, в загальному випадку кількість варіантів дорівнює $N_2 = 2^3$.

За третьою групою дослідні варіанти плану експерименту формуються за чинниками, що характеризують завантаження вагонів поїзда. При цьому кількість вагонів, моделі вагонів і їх послідовність в поїзді залишаються не змінними. В групу $F_3 = \{n_{1v}, n_{2v}\}$ входять дві ознаки: n_{1v} – це ознака завантаженості вагонів, що передують тому, що зійшов першим; n_{2v} – це ознака завантаженості вагонів, що рухалися позаду вагона, що зійшов першим. Кожна ознака n_{1v} і n_{2v} може приймати два значення 0 і 1. Якщо $n_{1v} = 1$, то враховується фактична завантаженість вагонів поїзда, що знаходяться попереду того, що зійшов першим; якщо $n_{1v} = 0$, то ці вагони моделюються в порожньому стані за умови, що той що зійшов першим також був в порожньому стані; в разі, коли першим зійшов вагон в завантаженому стані, всі вагони, що йому передували, розглядаються як завантажені. Якщо $n_{2v} = 1$, то враховується фактична завантаженість вагонів поїзда, що знаходяться позаду того, що зійшов першим; якщо $n_{2v} = 0$, то ці вагони відображаються в порожньому стані, якщо той, що зійшов першим, порожній, або в завантаженому стані – в протилежному випадку. Таким чином загальна кількість дослідних варіантів для цієї групи становить $N_3 = 2^2$. У випадках, коли зійшов перший або останній вагони поїзда, кількість варіантів скорочується до $N_3 = 2$, в разі дослідження сходження пасажирського поїзда – $N_3 = 1$.

Для групи F_4 розрахункові варіанти плану експерименту формуються за режимом ведення поїзда на ділянці сходження. Цю групу утворюють чотири ознаки $F_4 = \{n_{Vn}, n_{tr}, n_r, n_{tE}\}$, де n_{Vn} – ознака швидкості руху v_n на початку

ділянки сходження; n_{tr} – ознака часу зміни τ_r режиму руху поїзда, що вимірюється від моменту, коли перший локомотив поїзда заїхав на ділянку сходження; n_r – ознака застосованого режиму гальмування або положення контролера машиніста для режиму тяги; n_{tE} – ознака часу застосування локомотивного гальма. Якщо сходження відбулося в режимі вибігу, то група F_4 скорочується до одного елемента n_{v_n} , який характеризує швидкість руху v_n : $n_{v_n} = 1$ – означає фактичну швидкість руху v_n , що визначена при розслідуванні сходження; $n_{v_n} = 0$ – швидкість руху призначається меншою за фактичну (наприклад, на 5 м/с). При цьому кількість варіантів становить $N_4 = 2$.

Оскільки відомо, що в режимі гальмування, особливо екстреного, а інколи в режимі тяги в поєднанні з певними планом і профілем колії на ділянці сходження, при певній схемі формування поїзда в міжвагонних з'єднаннях можуть виникати значні сили, що провокують несприятливі динамічні процеси, то розрахункові варіанти групи F_4 мають дати відповідь на питання, чи сталося б сходження за фактичним режимом ведення поїзда. Повна група ознак F_4 дозволяє сформулювати декілька сценаріїв руху поїзда, включаючи перехідні режими руху. Крім того, в залежності від обставин сходження ознаки можливо перевизначити. Наприклад, якщо сходження сталося в режимі гальмування (тяги), ознакам n_{tr} і n_r привласнюють значення: 1 – для фактичного режиму ведення поїзда; 0 – для режиму, що «пом'якшує» динамічну поведінку.

Таким чином отримана загальна кількість дослідних варіантів, за якими проводиться комп'ютерний експеримент, становить $N = N_1 \cdot N_2 \cdot N_3 \cdot N_4$. При цьому застосування декомпозиції чинників сходження дозволяє, по-перше, структурувати їх, і, по-друге, в разі відомих обставин сходження скорочувати як кількість груп, так і кількість чинників кожної групи, зменшуючи обсяг розрахункових варіантів.

3.3 Розробка рекомендацій щодо оперативного встановлення значущості чинників сходження

3.3.1 Побудова плану повнофакторного експерименту

При проведенні комп'ютерного експерименту будується план повнофакторного експерименту [70, 71]. Основними вимогами, що висуваються до плану експерименту, є їх ортогональність і рототабельність. В ортогональному плані виконується умова парної ортогональності стовпчиків матриці планування. Використання ротатабельного плану забезпечує для будь-якого напрямку від центру експерименту рівнозначність точності оцінювання функції відгуку на рівних відстанях від центру експерименту.

За екстремальними значеннями показників безпеки руху, що визначені на ділянці сходження за кожним дослідом, здійснюється їх опрацювання щодо побудови функції множинної регресії в залежності від факторів за методом найменших квадратів. Рівняння множинної регресії обрано з врахуванням головних лінійних ефектів факторів і їх взаємодії не вище другого порядку у вигляді:

$$y = Y(f_1, f_2, \dots, f_K) = b_0 + b_1 f_1 + \dots + b_K f_K + b_{1,1} f_1 f_1 + b_{1,2} f_1 f_2 + \dots + b_{K,K} f_K f_K, \quad (3.3)$$

де b_0 – вільний член рівняння;

b_k ($k = \overline{1, K}$) – головний (лінійний) ефект k -го фактору;

b_{k_1, k_2} ($k_1 = \overline{1, K}, k_2 = \overline{1, K}$) – ефекти взаємодії факторів і квадратичні ефекти.

Шукані коефіцієнти b_0, b_k, b_{k_1, k_2} рівняння (3.3) визначаються в результаті розв'язання системи рівнянь наступного вигляду:

$$y_i = b_0 + b_1 f_{1i} + \dots + b_K f_{Ki} +$$

$$+ b_{1,1} f_{1i} f_{1i} + b_{1,2} f_{1i} f_{2i} + \dots + b_{K,K} f_{Ki} f_{Ki}, \quad (i = \overline{1, N}), \quad (3.4)$$

де f_{ki} – значення k -го фактору при проведенні i -го дослідження;

y_i – екстремальні значення показника безпеки руху, що визначені на ділянці події сходження.

Зазначене завдання вирішується відповідно принципу максимальної правдоподібності, що забезпечує обчислення коефіцієнтів $b_0, b_k, b_{k1,k2}$ за методом найменших квадратів. При цьому мінімізується функція $\Phi(b_0, b_1, \dots, b_{K,K})$, яка сформована за принципом

$$\Phi(b_0, b_1, \dots, b_{K,K}) = \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_0, b_1, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K})]^2. \quad (3.5)$$

Таким чином ця задача зводиться до системи рівнянь, що отримуються як перші похідні від функції Φ за кожним параметром $b_0, b_k, b_{k1,k2}$:

$$\begin{cases} \frac{\partial \Phi}{\partial b_0} = 0 \\ \frac{\partial \Phi}{\partial b_1} = 0 \\ \dots \\ \frac{\partial \Phi}{\partial b_{K,K}} = 0 \end{cases}. \quad (3.6)$$

Після запису системи рівнянь (3.6) з врахування (3.5) отримуємо систему лінійних рівнянь щодо визначення параметрів $b_0, b_k, b_{k1,k2}$:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_m)] \cdot Y'_{b_0}(f, b_1, b_2, \dots, b_{K,K}) = 0 \\ \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_m)] \cdot Y'_{b_1}(f, b_0, b_1, \dots, b_{K,K}) = 0 \\ \dots \\ \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_m)] \cdot Y'_{b_m}(f, b_0, b_1, \dots, b_{K,K}) = 0 \end{cases} \quad (3.7)$$

Розв'язавши систему рівнянь (3.7) відносно параметрів $b_0, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K}$, знаходимо всі коефіцієнти, а отже й конкретний вигляд шуканої функції регресії. Для обчислення коефіцієнтів застосовано числовий метод Ньютона-Гаусса, за яким розроблена комп'ютерна програма в системі Mathcad, що була протестована при обробці даних комп'ютерного експерименту щодо можливості сходження напіввагона в порожньому стані.

Встановлено, що включення в функцію регресії (3.3) додаткових членів, які враховують взаємодію факторів вище другого порядку, переускладнює модель регресії і не надає додаткової інформації щодо оцінювання впливу чинників події сходження на показники безпеки руху.

В результаті розрахунку коефіцієнтів $b_0, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K}$ визначається аналітичний опис функціонального зв'язку показників безпеки руху з чинниками динамічної системи за результатами проведеного експерименту, що дозволяє оцінювати вплив цих чинників на рівень показників. Таким чином, коефіцієнти $b_0, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K}$ характеризують внесок кожного фактора та їх взаємодії в значення показника безпеки руху вагона на ділянці сходження. Процес переносу початку координат в центр простору факторів з координатами дуже важливий при обробці даних будь-яких експериментів, що описуються моделлю у вигляді гіперплощини, оскільки дозволяє отримати усереднене значення для b_0 .

3.3.2 Оцінювання ризиків сходження

Крім багатокритеріального підходу при оцінюванні ризиків сходження, ретельного опрацювання потребують завдання ідентифікації джерел ризиків механічного походження, що пов'язані зі змінами характеристик технічного стану

рухомого складу і колії під час експлуатації. Питання ідентифікації можливих змін вирішується на підставі емпіричного підходу за статистичними даними, отриманими в процесі експлуатації. Далі, за допомогою комп'ютерного експерименту й обчислення рівнів показників безпеки руху за множиною типових експлуатаційних режимів розраховується інтегрований показник ризику сходження, що дозволяє провести класифікацію ступеню небезпечних змін у технічному стані рухомого складу і колії.

Після проведення комп'ютерних дослідів, результат кожного з них доречно також представити у вигляді ознак: 1 – сходження відбулося; 0 – не відбулося. За наявності інформації щодо механізму сходження розпізнавання того, що подія відбулася, встановлюється за критеріями, застосовуваними щодо відповідного механізму сходження. У випадку, коли механізм сходження рухомого складу з рейок невідомий, розпізнавання події здійснюється за векторним критерієм

$$z = [z_1 \quad z_2 \quad z_3 \quad z_4 \quad z_5], \quad (3.8)$$

де кожний елемент z_j – це показник безпеки типового механізму сходження: z_1 – за умови перекочування колеса через голівку рейки; z_2 – за умови витискання вагона; z_3 – через перекидання вагона; z_4 – через зрушення рейко-шпальної решітки; z_5 – через розпирання рейкової колії.

Якщо механізм сходження встановлено під час розслідування, то для оцінювання розрахункових варіантів комп'ютерного експерименту застосовується тільки один елемент вектора z , інші елементи розглядаються як обмеження. Крім того, якщо встановлена колісна пара, яка першою зійшла з рейок, то розпізнавання події виконується саме за цією колісною парою.

Результати дослідів, представлені таким чином в двійковій системі обчислення, використовуються для розрахунку ймовірностей q_0 – події сходження z і p_0 – протилежної події \bar{z} (сходження не відбулося), та умовних ймовірностей q_i^+ , q_i^- , p_i^+ , p_i^- за наявності F_i і відсутності \bar{F}_i ознак чинників i -ої групи

($i = \overline{1,4}$):

$q_i^+ = P(Z|F_i)$ і $q_i^- = P(Z|\overline{F_i})$ – подія Z за наявності F_i і відсутності $\overline{F_i}$;

$p_i^+ = P(\overline{Z}|F_i)$ і $p_i^- = P(\overline{Z}|\overline{F_i})$ – подія \overline{Z} за наявності F_i і відсутності $\overline{F_i}$.

Значущість впливу ризику чинників сходження обчислюється як різниця умовних ймовірностей наявності і відсутності чинників $P(F_i|Z)$ і $P(\overline{F_i}|Z)$ за формулою:

$$R(F_i) = P(F_i|Z) - P(\overline{F_i}|Z) = \frac{q_0 \cdot q_i^+}{q_0 \cdot q_i^+ + p_0 \cdot p_i^+} - \frac{q_0 \cdot q_i^-}{q_0 \cdot q_i^- + p_0 \cdot p_i^-}. \quad (3.9)$$

Для чинників F_k , наявність і відсутність яких однаково впливає на ймовірність сходження, $R(F_k) = 0$.

За результатами проведеної класифікації виявляються потенційно небезпечні області з підвищеним рівнем ризику сходження. В подальшому ці результати використовуються для запобігання подій, пов'язаних із сходженням рухомого складу з рейок, зокрема, для встановлення обґрунтованих термінів проведення й обсягу ремонтних робіт.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ З РОЗВИТКУ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ РУХОМОГО СКЛАДУ

У процесі експлуатації одиниці рухомого складу, як і будь-які складні технічні системи, схильні до відмов, причинами яких можуть бути: порушення технології виготовлення окремих елементів, важкі умови експлуатації, недотримання норм технологічних процесів навантаження, вивантаження і транспортування вантажів, старіння і знос вузлів тощо. Саме тому важливим та актуальним завданням є впровадження на залізницях контрольних періодичних випробувань та динамічної діагностики рухомого складу протягом всього життєвого циклу.

4.1 Удосконалення комплексу засобів визначення динамічної навантаженості рухомого складу і колійної структури

Необхідною складовою сучасних систем утримання і технічного обслуговування рухомого складу є постійний нагляд в експлуатації за параметрами технічного стану. За останні десятиліття широкого застосування набули як бортові, так і стаціонарні (підлогові) пристрої, за допомогою яких здійснюється контроль технічного стану рухомого складу.

4.1.1 Системи моніторингу технічного стану рухомого складу в умовах експлуатації

Для швидкісного рухомого складу типу поїздів ICE компанією Siemens SGP Verkehrstechnik у співпраці з фірмою PSE PRO розроблено бортову систему діагностики й контролю ходових частин [72]. Вказана система складається з блоків виміру контрольованих величин, електричного живлення та пам'яті. Головні функції системи полягають у контролі стабільності ходової частини та виявленні тенденцій до сходження колісних пар з рейок. Крім того, здійснюється діагностика гасителів вилянь, коліс і буксових підшипників.

Поряд з розвитком бортових систем контролю широкого застосування набувають стаціонарні засоби контролю та моніторингу технічного стану рухомого складу в поїздах, що проходять спеціально обладнаними вимірювальними ділянками колії [73]. Сучасні системи моніторингу динамічного стану транспортних засобів, що мають на меті виявлення несправностей, в основному використовують концепції та гіпотези, які базуються на глибинних методах фільтрації та аналізі часових рядів [74]. Практична реалізація таких систем здійснюється на основі оцінки динамічної поведінки як безпосередньо рухомого складу, так і колійної структури під час проходження поїздів [75-79].

На даний час більшість комерційних продуктів для моніторингу стану залізничних транспортних засобів зосереджені на ходових частинах через те, що деякі найважливіших компонентів візків піддаються швидкій зміні їх технічного стану і серйозно впливають на працездатність системи «рейковий екіпаж – колія» та безпеку руху. Ключовим аспектом при цьому є здатність існуючої технології моніторингу виявляти діагностичні параметри в режимі реального часу для оцінки та прогнозування часу технічного обслуговування [74].

Радою безпеки залізниць та стандартів (The Rail Safety and Standards Board, RSSB) були проаналізовані і класифіковані за функціональними категоріями системи моніторингу, що встановлені на коліях. В окрему групу були виділені детектори навантаження на колеса, які визначали наявність дефектного колеса шляхом вимірювання величини навантаження (сила, з якою колесо діє на рейку) і порівняння його з заданим пороговим значенням. За інструктивними вказівками Асоціації американських залізниць (Association of American Railroads, AAR) вилученню із експлуатації підлягають колеса, що створюють ударні навантаження величиною більше 410 кН.

До детекторів для вимірювання вертикальних та бокових сил на рейки відноситься система WILD (Wheel Impact Load Detector). Ця система дозволяє не тільки виявити дефектні колеса, а також визначає швидкість рухомого складу, загальний тоннаж та довжину поїзда, виконує підрахунок локомотивів, вагонів та осей [73].

Для зниження напруженості в діяльності Північноамериканських залізниць протягом багатьох років розвиваються і впроваджуються системи індикації як вертикальних, так і бічних сил взаємодії коліс і рейок. Бічні коливання виляння візків знаходяться постійно в центрі уваги галузі, щоб запобігати пошкодженням вантажів, а також передбачати небезпечні ситуації в експлуатаційних умовах [80]. Розроблений Salient Systems, Inc. (SSI) детектор візкового виляння HTD (Hunting Truck Detector) – одне з підлогових пристроїв безпеки, які широко впроваджуються на Північноамериканських залізницях. Система HTD вимірює параметр HI (Hunting Index), названий показником виляння, і виявляє бічну нестійкість візків. За даними Федеральної адміністрацією залізниць США – FRA (U.S. Federal Railroad Administration), впровадження подібних систем сприяло відчутному скороченню числа аварій.

Інструментальну основу систем моніторингу складають оптичні датчики, акселерометри, датчики навантаження або датчики деформації. Доступними системами на ринку є MATTILD GE Transportation, Wheelchex DeltaRail, WCM Teknis та WILD системи Salient System [74]. Однак ці системи не є надійними, і в більшості випадків необхідна додаткова перевірка залізничних транспортних засобів відбувається в депо перед тим, як вони виходять на лінію. Такі перевірки забирають багато часу і схильні до людської помилки. Ці технології існують протягом багатьох років, але збільшення пошкоджених колісних пар через більш високі швидкості руху, більш важкі навантаження та зміна умов експлуатації призвело до того, що залізниці вимушені переглядати стратегії цих перевірок.

Складним питанням для роботи таких систем є визначення порогового значення вимірюваних величин, які характеризують силову взаємодію коліс і рейок. Якщо значення напружень на підшві рейки є стандартизованим, то обґрунтування порогових значень прискорення рейки або дані для оптичних датчиків становлять суттєві труднощі лише при наявності вихідного сигналу та необхідності оцінки різних типів рухомого складу, навантаження на вісь та технічні умови використання цього сигналу.

Для країн з залізничною колією шириною 1520 мм якість технічного обслуговування та конструкцій рухомого складу, що використовується, створюють додаткові ризики появи наднормативної силової дії рухомого складу на рейки. Тому розвиток і створення адаптованої системи виявлення одиниць рухомого складу з дефектами ходових частин, що призводять до наднормативної дії на колійну структуру, має бути серед пріоритетів в стратегії забезпечення гарантованої безпеки перевізного процесу.

Загалом інтеграція підлогових пристроїв моніторингу технічного стану рухомого складу в єдину систему представляється перспективним напрямком реалізації заходів з попередження виникнення небезпечних ситуацій. Функціонування систем автоматичного виявлення несправностей ходових частин буде сприяти розвитку і запровадження технологій попереджувального технічного обслуговування і ремонту рухомого складу, що дозволить відійти від виконання операцій з утримання і ремонту, які не викликані дійсною необхідністю. Тим самим буде досягнуто значної економії трудових витрат, коштів, матеріальних та енергетичних ресурсів.

4.1.2 Мобільна система визначення динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації

Сучасні тенденції розвитку вимірювальної техніки надають широкі можливості реалізації нових інструментальних підходів для оцінки динамічних якостей, умов безпеки руху поїздів і оперативного прийняття заходів щодо попередження аварійних ситуацій. Враховуючи успішний досвід впровадження систем діагностики екіпажної частини пасажирських вагонів і локомотивів, виникає необхідність у подальшому вдосконаленні засобів і методів експериментальної оцінки ходових динамічних якостей і показників безпеки руху рейкових екіпажів [81]. З метою оперативного визначення показників навантаженості екіпажних частин в умовах експлуатації розроблено спеціалізовану мобільну систему для контрольних ходових випробувань та динамічної діагностики рухомого складу.

Розробка мобільного програмно-апаратного комплексу (ПАК) для контрольних ходових випробувань та динамічної діагностики одиниць рухомого складу ґрунтується на вимогах, сформованих за результатами аналізу нормативної бази та сучасних засобів вимірювань, що застосовуються переважно на залізницях країн Євросоюзу [82].

Завдання ПАК полягає у забезпеченні можливості автономного проведення контрольних випробувань та динамічної діагностики одиниць рухомого складу з метою визначення навантаженості ходових частин, як основну складову перевірки якості виконання ремонтних робіт, оцінки залишкового ресурсу несівних конструкцій, виконання контрольних випробувань та визначення навантаженості ходових частин в умовах експлуатації рухомого складу. ПАК складається з апаратної частини, що базується на платформі CompactRIO, та програмного забезпечення написаного мовою графічного програмування «G» в програмному комплексі LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) фірми National Instruments [83 144].

Апаратна частина мобільної системи для контрольних ходових випробувань та динамічної діагностики одиниць рухомого складу на базі платформи National Instruments CompactRIO дозволяє вирішувати широкий спектр задач, пов'язаних з контролем технічного стану транспортних засобів, як в умовах випробувань, так і в штатних режимах експлуатації. Система реалізує дві функціональні опції: оцінка показників міцності та безпеки в режимі реального часу (рис. 4.1а), а також виконання вимірювань фізичних величин (переміщення, прискорення, деформації) в автономному режимі «чорного ящика» з подальшою статистичною обробкою (рис. 4.1б).

Крім того, для аналізу впливу швидкості руху на зміну контрольованих параметрів, отримання сигналів точного часу та визначення поточних координат використовуються дані отримані за допомогою модуля GPS-приймача з частотою опитування до 8 Гц. Загальну блок-схему ПАК наведено на рис. 4.2.



Рисунок 4.1 – Використання мобільної системи:
а – в режимі реального часу; б – в автономному режимі

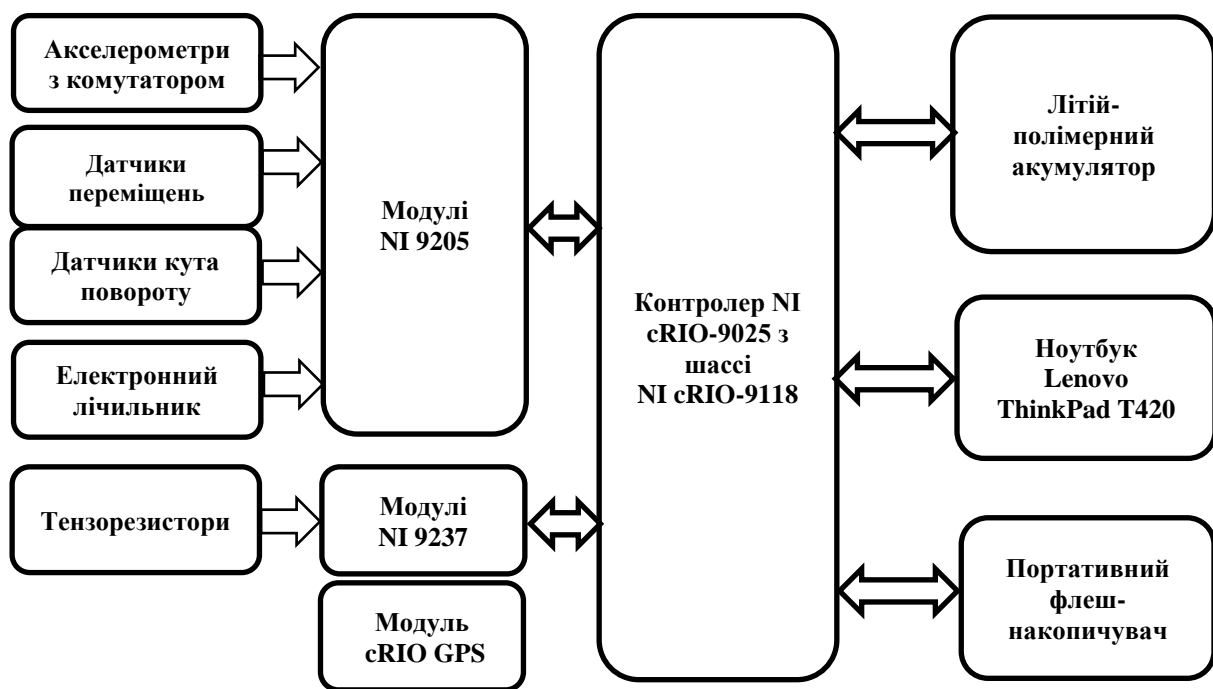


Рисунок 4.2 – Блок-схема ПАК

Для вимірювання та оцінки динамічної навантаженості екіпажної частини рухомого складу використовуються низькочастотні акселерометри. В табл. 4.1 приведено загальні технічні вимоги до акселерометрів, які рекомендується використовувати при проведенні ходових динаміко-міцнісних випробувань для

визначення динамічної навантаженості ходових частин в умовах експлуатації рухомого складу.

Таблиця 4.1 – Загальні технічні вимоги до акселерометрів

Зона встановлення акселерометра	Рекомендований діапазон, м/с ²	Робочий діапазон частот (чутливість мікросхеми), Гц	Додаткові вимоги
Буксовий вузол	+/- 500	0...100 (0...250)	а) загальна передача частот у діапазоні 0,4 Гц ±0,5 дБ; б) нелінійність та гістерезис: – ≤ 0,3% вимірювального діапазону; в) чутливість пересічних осей: ≤ 0,05 (м/с) ² ; г) температурний ефект: - за ≤ 3% вимірювального діапазону; - за чутливості ≤ 5,10 % – 4,0/0С.
Візок з одноступеневим ресорним підвішуванням	+/- 100	0...100 (0...250)	
Візок з двома і більше ступенями підвішування	+/- 50	0...40 (0...100)	
Кузов	+/- 15	0...20 (0...50)	

В залежності від необхідності конкретної оцінки вимірювання прискорень проводиться у визначених місцях на кузовах і візках. Так, вертикальні прискорення букс вимірюються для виявлення дефектів поверхонь рейок і ізольованих геометричних нерівностей. Поперечні прискорення візка служать для оцінки запасу безпеки руху. За поперечними і вертикальними прискореннями кузова виявляються дефекти колії, що впливають на динамічні показники комфорту.

Частота дискретизації повинна бути як мінімум в 2,5 рази вище частоти зрізу, що застосовується до сигналу. Вимірювання прискорень візків і кузова мають виконуватись в робочому діапазоні швидкостей руху для лінії в межах допуску + / - 10%.

Вимірювані прискорення можуть бути використані як показники якості геометрії колії та для виявлення місцевих геометричних відхилень, що впливають на динамічну поведінку рухомого складу. Ці вимірювання повинні бути використані в поєднанні з визначенням основних параметрів.

Програмне забезпечення мобільної системи складається з наступних підсистем:

- а) збору вимірювальної інформації;
- б) визначення рівня комфортності;
- в) визначення показників плавності ходу;
- г) визначення показників безпеки руху в режимі експрес-обробки.

Підсистема збору вимірювальної інформації виконує збір, зберігання і візуалізацію зміни інформаційних сигналів датчиків переміщень, віброприскорень і механічних деформацій. Крім того, для аналізу впливу швидкості руху на зміну контрольованих параметрів, отримання сигналів точного часу і визначення поточних координат використовуються дані приймача GPS. Узагальнена структура підсистеми вимірювальної інформації показано на рис. 4.3.

Розроблена підсистема збору забезпечує роботу контролера CompactRIO з шасі на 8 модулів зі вбудованою програмованою логічною інтегральною схемою (ПЛІС) та – двох універсальних модулів АЦП 9205 з максимальною частотою дискретизації 250 кГц і п'яти модулів тензометрії з максимальною частотою 50 кГц на канал, модуля-приймача сигналу GPS.

Завдяки вбудованій ПЛІС, CompactRIO має можливість реалізовувати алгоритми обробки вимірювальних даних на апаратному рівні з детермінованим часом виконанням 25 нс без перенесення завантаження на центральний процесор контролера. Типове облаштування CompactRIO включає контролер з операційною системою реального часу PharLab або VxWorks, шасі і модулів введення-виведення. Шасі несе на собі ядро ПЛІС, безпосередньо з'єднується з універсальними або спеціалізованими модулями введення-виведення, що мають вбудовані засоби узгодження і обробки інформаційних сигналів. Існують різні

моделі шасі, що мають різну кількість слотів для модулів і відрізняються за характеристиками мікросхем ПЛІС.

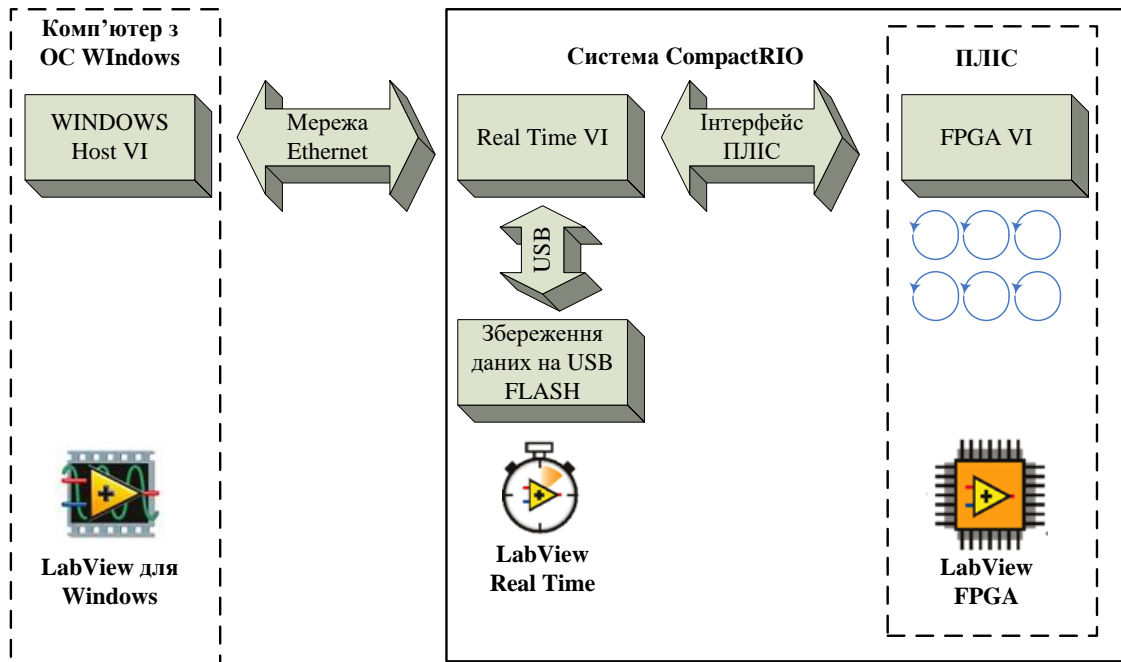


Рисунок 4.3 – Структура програмного забезпечення

Завдяки автономності, апаратним і масово-габаритним характеристикам, а також можливості роботи в несприятливих умовах, CompactRIO може бути використаний для вирішення широкого спектру завдань щодо збору вимірювальної інформації і управління процесами.

Більшість програмного забезпечення для CompactRIO розробляється за схемою, яка передбачає його умовне розділення на три рівні: віртуальний прилад HOST VI на ПК, що управляє, з ОС Windows, RT VI на контролері з ОС реального часу і FPGA VI на ПЛІС, що не має власної ОС, оскільки логіка роботи програми реалізувалася безпосередньо на апаратному рівні. Кожен з представлених рівнів має свій специфічний функціонал і реалізує окремі функції системи в цілому [84].

Типові завдання, що виконуються за допомогою HOST VI: збереження даних на комп'ютері і доступ до баз даних; інтеграція із зовнішніми інформаційними системами; організація інтерфейсу.

Типові завдання, що виконуються в RT VI на контролері реального часу: обробка даних; управління; збереження даних у вбудованій пам'яті контролера і на зовнішніх носіях.

Типові завдання, що виконуються в FPGA VI на ПЛІС: операції введення-виведення; апаратного тактування і управління процесом взаємодії з устаткуванням; низькорівнева обробка вимірювальних сигналів.

ПЛІС є мікросхемою, функціональність якої визначається при програмуванні або «конфігурації», що є поширенішим терміном при роботі з цим класом інтегральних схем. Пакет LabVIEW FPGA Module є доповненням до програмного середовища LabVIEW, що дозволяє задавати логікові роботи ПЛІС у вигляді звичайного віртуального пристрою замість її програмування з використанням спеціалізованої мови VHDL. Цей пакет дозволяє створювати програми з синхронними і асинхронними паралельними циклами, що виконуються на апаратному рівні, і забезпечує детермінований за часом збір і аналіз даних.

Програмний пакет LabVIEW FPGA Module повністю бере на себе багатоступінчастий процес перетворення віртуального приладу у бінарний код ПЛІС. На першому етапі віртуальний прилад конвертується в текстовий код на мові VHDL, яка після цього компілюється стандартним промисловим компілятором Xilinx ISE у бінарний вигляд. В процесі компіляції відбувається оптимізація коду за швидкістю виконання і кількістю задіяних логічних вентилів.

Результатом компіляції є бінарний файл (bitstream file), який повністю визначає конфігурацію ПЛІС. При запуску програми бінарний файл завантажується на шасі, тобто відбувається процес конфігурації ПЛІС. Бінарний файл може бути записаний у вбудовану флеш-пам'ять і автоматично завантажуватися при включенні системи. При відключенні живлення конфігурація не зберігається, тому після повторного включення бінарний файл має бути завантажений знову. При відповідному налаштуванні конфігурації він може завантажуватися автоматично з флеш-пам'яті пристрою ПЛІС або програмою, за допомогою контролера.

Віртуальні прилади FPGA VI можуть виконуватися повністю, незалежно від інших компонентів системи, і зберігати працездатність навіть при збої роботи контролера. Більше того, на ПЛІС може бути організований буфер, який запобігає втраті даних в подібній ситуації. ПЛІС призначено, насамперед, для тактування, синхронізації, управління, збору даних та попередньої цифрової обробки інформаційних сигналів, управління кожним модулем введення-виведення.

Віртуальний пристрій для контролера CompactRIO зазвичай включає два або більше циклів: цикл з критичним пріоритетом, в якому реалізуються алгоритми управління та обробки даних, і цикл з нормальним пріоритетом, який відповідає за збереження даних, віддалений web-інтерфейс і зв'язок по мережі Ethernet або шині RS-232.

Для підняття на рівень контролера реального часу даних, отриманих від модулів, платформа CompactRIO передбачає три шляхи: через елементи передньої панелі, за допомогою механізму відомого в LabVIEW як локальні змінні (Local Variables), і через DMA FIFO буфер. Перші два підходи є порівняно простими, з точки зору реалізації, однак неоптимальними, з точки зору ефективності. Разом з тим метод DMA FIFO дозволяє без затримок приймати дані, отримані на високих частотах дискретизації з великої кількості модулів. Одна з переваг режиму DMA полягає в тому, що передача даних відбувається незалежно від центрального процесора.

Пристрої ПЛІС, що підтримують буфери DMA FIFO, мають прямий доступ до пам'яті, на відміну від інших способів, що вимагають обов'язкової участі процесора. Прямий доступ до пам'яті реалізується за допомогою захоплення шини PCI (bus mastering) пристроєм ПЛІС, при якому він отримує доступ до управління шиною, а значить, і доступ до пам'яті, минаючи процесор.

Буфер DMA FIFO складається з двох відділів: одна частина знаходиться в пам'яті ПЛІС, інша – в пам'яті контролера. На ПЛІС може здійснюватися поелементно запис або читання з буфера за допомогою методів FIFO Read і FIFO Write, а на контролері може проводитися запис або читання вибірок елементів.

Зв'язок двох частин буфера здійснюється за допомогою програмно-апаратного контролера DMA. Таким чином, з точки зору програмного забезпечення, виглядають як єдиний буфер FIFO.

Віртуальний пристрій FPGA VI, розміщений на ПЛІС, реалізує функціонал ініціалізації, тактування, опитування модулів збору даних і подальшого завантаження отриманих відліків в буфер DMA FIFO. Для забезпечення детермінованої послідовності виконання команд використовується структура мови програмування в LabVIEW «Flat Sequence Structure», в якій розташовані елементи опитування модулів і запису в буфер.

Буфер DMA FIFO циклічно опитується через інтервал часу, що задається таймером на рівні контролера реального часу, після чого відліки, отримані у вигляді цілих чисел згідно з динамічним діапазоном і розрядністю модуля збору, нормуються за значеннями прискорень і деформацій. Отримані дані подаються на віртуальний пристрій, що забезпечує їх обробку та зберігання на зовнішньому накопичувачі, підключеному за допомогою шини USB.

Контролери CompactRIO мають вбудований USB 2.0 контролер, однак не всі накопичувачі підтримують цей стандарт, що може призвести до значних затримок записи, які, в свою чергу, призводять до переповнення DMA FIFO буфера і некоректної роботи системи в цілому. У представленій системі відсутній віртуальний прилад управління, що розміщується на персональному комп'ютері, а замість нього використовується механізм LabVIEW Remote Panel. Дана функція реалізує так звану модель Клієнт-Сервер, де сервером служить контролер, а клієнтом – будь-який комп'ютер з встановленим LabVIEW. За замовчуванням CompactRIO має ліцензію на одне зовнішнє підключення, проте їх кількість може бути розширена. Для активації Remote Panel на контролері необхідно в настройках проекту активувати Web-сервер і вибрати ті віртуальні прилади, до яких необхідно дозволити віддалений доступ. Дана функція дозволяє значно скоротити витрати часу, які необхідні на розробку HOST VI, проте може створювати навантаження на мережу передачі даних.

Окрім модулів збору, для синхронізації часу і набуття значень поточної швидкості та координат, до контролера підключений також GPS-приймач, що встановлюється на шасі так само, як і стандартні модулі. Оскільки приймач виробляється сторонньою компанією, LabVIEW Real Time Module не має стандартних засобів для отримання даних GPS, тому для взаємодії з ним використовується набір закритих віртуальних пристроїв, що встановлюються окремо. Крім того, для забезпечення коректного функціонування модуля у складі проекту в FPGA VI слід також додати SubVI, що поставляються разом з модулем. У випадку, якщо ініціалізація пройшла успішно, дані GPS представляються у вигляді кластера або безпосередньо в текстовому форматі, який може бути використаний для налагодження програмного забезпечення або виконання інших завдань.

Підсистему визначення показників безпеки руху призначено для роботи в режимі експрес-обробки. Ця підсистема представляє собою комплекс програмного забезпечення встановленого на ПК і реалізує визначення та відображення показників безпеки в реальному масштабі часу з інтервалом поновлення результату один раз в дві секунди або один раз на 100 метрів пройденого шляху.

Згідно з діючими методиками натурних випробувань на залізницях колії 1520 мм передбачається визначення показників безпеки руху на основі так званих «рамних сил», які діють з боку рамних конструкцій ходових частин на колісні пари. Однак, внаслідок того, що дані характеристики не дають безпосередньої картини силового взаємодії коліс з рейками, це призводить до зниження достовірності результатів, отриманих в процесі ходових досліджень.

На залізницях країн ЄС оцінка показників безпеки руху швидкісного рухомого складу регламентується стандартами, що встановлюють такі методи випробувань [46, 85]:

а) нормальний метод, що передбачає обов'язкове вимірювання сил контактної взаємодії в горизонтальному поперечному (Y) і вертикальному (Q) напрямках;

б) спрощений метод: вимірювання бічної сили (H) і прискорень кузова в поперечному (\ddot{y}^*) і вертикальному (\ddot{z}^*) напрямках;

в) спрощений метод: вимірювання поперечних прискорень рами візка (\ddot{y}^+) і прискорень кузова в поперечному (\ddot{y}^*) і вертикальному (\ddot{z}^*) напрямках.

З метою впровадження сучасних підходів до оцінки показників безпеки руху виконана робота з технічної імплементації спрощеного методу випробувань, заснований на вимірюванні прискорень (\ddot{y}^+ , \ddot{y}^* , \ddot{z}^*). Визначені максимальні значення прискорень порівнюються з гранично допустимими, які задані стандартом [69] наступним чином: для вертикальних прискорень кузова $(\ddot{z}_s^*)_{lim} = 3 \text{ м/с}^2$; для поперечних прискорень кузова – $(\ddot{y}_s^*)_{lim} = 3 \text{ м/с}^2$ при русі прямими і в кривих великого радіусу, $(\ddot{y}_s^*)_{lim} = 2,8 \text{ м/с}^2$ – в кривих радіусом $400 \leq R \leq 600 \text{ м}$, $(\ddot{y}_s^*)_{lim} = 2,6 \text{ м/с}^2$ – в кривих радіусом $250 \leq R \leq 400 \text{ м}$. Для поперечних прискорень рами візка рівні гранично допустимих прискорень визначаються за виразами (6.6) і (6.7).

4.1.3 Система контролю впливу рухомого складу на колію

Існуючі системи контролю силової дії рухомого складу на колію складаються з стаціонарного пристрою у вигляді ділянки колії, обладнаної датчиками, та програмного комплексу, який здійснює збір, зберігання, візуалізацію та обробку інформаційних сигналів з датчиків [73]. Ці системи, як правило, засновані на використанні тензометричних засобів вимірювань. Система оцінки динамічного впливу рухомого складу на колію, яка застосовується на залізницях колії 1520 мм, регулюється відповідними нормативними документами, наприклад, ДСТУ 7571:2014 [86], та включає в себе оцінку напружено-деформаційного стану елементів колій під силовою дією рухомого складу.

На відміну від штатних систем контролю параметрів взаємодії рухомого складу та колії на основі тензометричних вимірювань, в проекті системи АВНК розглядається можливість використання датчиків вібраційних прискорень (акселерометрів) для оцінки динамічного навантаження елементів верхньої будови колії, що не потребує спеціальних умов для обладнання тестової ділянки

колії. Передбачається, що системи, які базуються на вимірюванні прискорень елементів ходових частин та колії, повинні надавати можливості виявляти одиниці рухомого складу з наднормативним впливом на колію, їх ідентифікацією і оперативну передачу інформації для прийняття відповідних організаційно-технічних заходів.

Система АВНК складається з апаратної та програмної частин. Апаратна частина комплексу побудована на базі платформи National Instruments CompactRIO. Система виконує збір, збереження, візуалізацію та обробку інформаційних сигналів від датчиків віброприскорень, якими оснащено визначену ділянку колії.

Розроблене програмне забезпечення АВНК розподілено на чотири рівні: віртуальний інструмент (VI) FPGA (Field-Programmable Gate Array) на ПЛІС (програмована логічна інтегральна схема), що не має власної ОС (операційної системи), RT VI на контролері з ОС реального часу, (VI) на керуючому ПК з ОС Windows та підсистема обробки й аналізу результатів вимірювань на ПК зі спеціалізованим інформаційним програмним забезпеченням, що визначає інформацію про склад та параметри поїзда.

Підсистема обробки й аналізу результатів вимірювань дії на колію ходових частин рухомого складу, розроблена в програмному комплексі LabVIEW, побудована на основі визначення наднормативного рівня дії колеса на рейку. Для кращої достовірності результатів роботи комплексу використовується поєднання цих статистичних критеріїв за допомогою логічної кон'юнкції. Такий підхід надає можливість використовувати цей програмно-апаратний комплекс без апріорної інформації про рівень завантаженості рухомого складу та дозволяє відмовитися від нормування вимірювального каналу перед кожним наступним вимірюванням.

Для зменшення негативного впливу фільтрації та збереження повної інформації слід скористатися лінійною фільтрацією. У результаті застосування лінійних фільтрів, що згладжують, відбувається придушення шумів, але одночасно розмиваються границі між областями з різною амплітудою сигналу. Для фільтрації вибірки вибрано медіанний фільтр.

Медіанний фільтр замінює центральний елемент маски медіаною впорядкованої вибірки, сформованої з усіх відліків, що покриваються маскою фільтра. При застосуванні цього фільтра відбувається послідовна обробка кожної точки, в результаті чого утворюється послідовність оцінок. При медіанній фільтрації використовується ковзне двовимірне вікно. Для кожного відліку виконується незалежна оцінка медіани у вікні. З метою прискорення оцінки доцільно алгоритмічно на кожному кроці використовувати раніше виконані обчислення. Відліки вибірки, що знаходяться в межах вікна, утворюють робочу вибірку поточного відліку.

Обробку прямих вимірювань рекомендується починати з перевірки відліків на наявність аномальних значень. Існує багато критеріїв виявлення таких значень, але жоден з них не є універсальним.

За критерієм Шовене елемент вибірки X_i є аномальним значенням, якщо імовірність його відхилення від середнього значення не більше $1/12n$ (n – розмір вибірки).

Критичне значення K визначається за формулами:

$$K = \frac{|x_i - \bar{x}|}{s}, \quad (4.1)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (4.2)$$

$$s = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2. \quad (4.3)$$

Якщо критичне значення $K > K^*$, то значення x_i вважається аномальним значенням. Критичні значення K^* критерію Шовене наведено в табл. 4 2.

При аналізі вибірок, отриманих в результаті вимірювання віброприскорень, що виникають в місцях кріплення акселерометрів, відмічено, що об'єм вибірок

значно перевищує 300 значень. В даних умовах критичне значення за критерієм Шовене K^* наближається до 3,14.

Таблиця 4.2 – Критичні значення K^* критерію Шовене

n	4	5	6	10	15	25	50	100	300
K^*	1,54	1,65	1,73	1,96	2,13	2,33	2,57	2,81	3,14

В табл. 4.3 наведено довірчі інтервали $[x-\Delta x, x+\Delta x]$ для довірчої імовірності α (в долях σ).

Таблиця 4.3 – Значення довірчих інтервалів в долях σ

α	0,68	0,90	0,95	0,990	0,997	0,999
σ	1,0	1,65	2,0	2,6	3,0	3,3

Цей критерій також використовується для ідентифікації колеса, що спричиняє аномальний вплив на рейку з усієї реалізації точок. В записаному сигналі відбувається підрахунок піків, що перевищують заданий рівень 2σ . В цьому випадку порядковий номер піку відповідає номеру колісної пари. Використання плаваючого діапазону попадання точок в діапазон дозволяє без апріорної інформації про вагу й завантаженість вагонів здійснювати пошук конкретних колісних пар серед усього рухомого складу.

4.2 Подальший розвиток розрахунково-експериментального методу прогнозування динамічних характеристик рейкових екіпажів

4.2.1 Загальні відомості

Розрахунково-експериментальний метод (РЕМ) оцінки динамічних якостей вантажних вагонів встановлює загальний методичний порядок проведення розрахункових робіт і ходових динамічних випробувань вагонів, візки яких модернізовано під час планових видів ремонту. На основі РЕМ відповідні

організації розробляють програми та методики (ПМ) спрощених випробувань вантажних вагонів з модернізованими ходовими частинами, які мають супроводжуватись комп'ютерним моделюванням динаміки досліджуваних вагонів. Основні положення РЕМ можуть також розповсюджуватись на вагони промислового транспорту, що експлуатуються з можливістю виходу на залізниці України.

Мета поєднання ходових динамічних випробувань за спрощеною схемою і комп'ютерного моделювання полягає в контрольній перевірці відповідності показників ходових якостей вантажних вагонів з модернізованими ходовими частинами вимогам чинної нормативно-технічної документації. Таким чином, основним завданням робіт за РЕМ є перевірка загальної працездатності зазначених вагонів в експлуатаційних умовах, визначення та оцінка показників ходових якостей, що забезпечуються модернізованими візками при русі з різними режимами завантаження і швидкостями руху, включаючи конструкційну, на характерних ділянках залізничної колії відповідної конструкції і поточного стану.

Пропонована РЕМ оцінка динамічних властивостей вантажних вагонів рекомендується до використання у випадках, коли в конструкцію ходових частин внесено визначені зміни, за яких допускається проведення ходових випробувань за скороченою програмою. При цьому нестача вихідних величин, які отримуються експериментально, компенсується результатами математичного моделювання динаміки досліджуваного вагона. Ідея даного методу полягає в розширенні обмежених експериментальних даних про динамічну поведінку вагонів за рахунок використання відповідних математичних моделей. Загальну схему оцінки динамічних властивостей вагонів за РЕМ представлено на рис. 4.4.

Технологія застосування РЕМ для оцінки динамічних властивостей вагонів передбачає виконання наступних послідовних операцій:

1. За допомогою спеціального програмного забезпечення створюється комп'ютерна модель вимушених просторових коливань вагона;
2. Визначаються та уточнюються параметри досліджуваного вагона;

3. Проводяться випробування вагона за спрощеною процедурою з вимірюваннями прискорень, визначених в ПМ;

4. За отриманими експериментальними даними проводиться настроювання побудованої комп'ютерної моделі до задовільної узгодженості результатів випробувань і розрахункових даних;

5. За допомогою відкоригованої комп'ютерної моделі розраховується повний спектр вихідних величин, необхідних для всебічної оцінки динамічних якостей вагона.

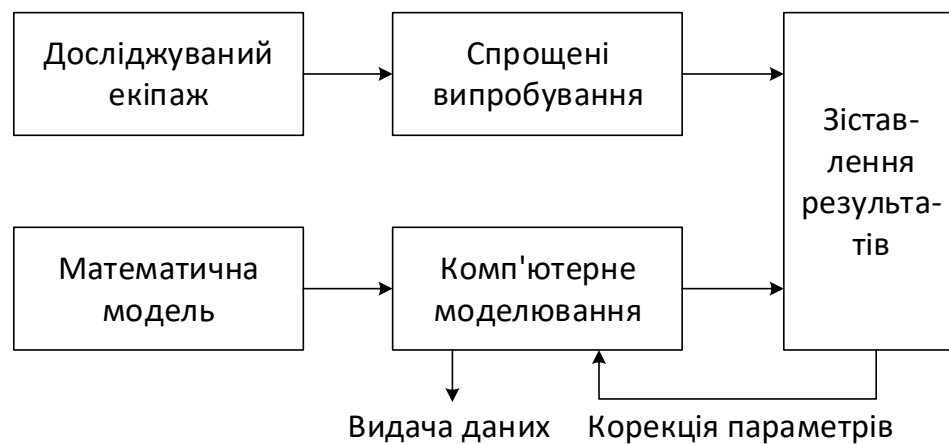


Рисунок 4.4 – Схема реалізації PEM

4.2.2 Процедура застосування розрахунково-експериментального методу

У відповідності до покрокової процедури застосування PEM, перш за все, виконуються роботи з моделювання динаміки вагона. Для побудови відповідної комп'ютерної моделі й подальшого проведення за її допомогою динамічних розрахунків належить використовувати сучасні верифіковані програмні комплекси, що спеціалізовані в області динаміки рухомого складу залізниць. Такі програмні комплекси, використовуючи підхід систем твердих тіл щодо моделювання динаміки технічних об'єктів, містять в собі загальні процедури, як-от: автоматичне формування диференціальних або диференціально-алгебраїчних

рівнянь руху, їх розв'язок та аналіз, автоматизовану обробку результатів розрахунків, графічне відображення елементів моделей й результатів. Крім того, за спеціалізованими процедурами задаються параметри конструкції колії, визначаються характеристики поверхонь кочення коліс і рейок, формуються сили взаємодії коліс і рейок тощо. Все це зменшує ймовірні помилки при моделюванні й скорочує час розробки моделі.

Комп'ютерна модель динаміки вагона будується у вигляді механічної системи твердих тіл, які поєднані шарнірними і силовими елементами, що забезпечує достатню точність опису динамічної поведінки реального вагона на підставі законів теоретичної механіки. До механічної системи, якою представлено вагон, в якості окремих тіл включаються кузов, рами візків, колісні пари. Комп'ютерна модель динаміки має враховувати всі просторові степені вільності механічної системи і відбивати конструктивні особливості вагона та умови його експлуатації.

При розробці комп'ютерної моделі вагона потрібно застосовувати параметризацію щодо якнайбільшої кількості вихідних параметрів, тобто визначати певні параметри за допомогою ідентифікаторів та виразів, забезпечуючи можливість швидкого корегування моделі. В комп'ютерній моделі вагона мають бути задані ретельно визначені параметри, які обумовлюють його динамічну поведінку, а саме, інерційні параметри тіл механічної системи, яка відбиває конструкцію вагона, геометричні параметри цих тіл щодо координат шарнірних елементів й точок приєднання силових елементів, пружні та дисипативні характеристики шарнірних та силових елементів. При цьому використовуються дані технічної документації та результати експериментального визначення параметрів досліджуваного вагона.

Комп'ютерна модель динаміки вагона має включати опис поверхні кочення колеса, радіус середнього кола кочення й відстань між середніми колами кочення. Параметри профілів поверхонь кочення коліс слід визначати за креслениками та перевіряти за даними вимірювань реальних профілів, наприклад, за знятими профілограмами. Для опису нових профілів рекомендується використовувати

апроксимацію дугами кіл та лінійними функціями, якщо це відповідає кресленикам. У випадку суттєво криволінійних обрисів профілів доцільно використовувати інтерполяцію сплайнами.

В силу залежності динамічних показників вагона від устрою рейкової колії комп'ютерна модель має відтворювати рух вагона на прямолінійних та криволінійних ділянках колії, включаючи стрілочні переводи, а також – рух ділянками зі змінним вертикальним профілем колії. Параметри колії, що використовуються при розрахунках динаміки вагона, мають задаватися геометричними характеристиками плану і профілю. Опис колії за планом формується ділянками певної довжини з параметрами, що характеризують пряму, криву певного радіусу та підвищення зовнішньої рейки з додатковим уширенням колії, якщо це передбачено устроєм відповідної кривої, перехідну криву або стрілочний перевід. Опис колії за профілем формується ділянками певної довжини й ухилу. Стан утримання колії відбивається в комп'ютерній моделі завданням нерівностей рейок.

Стан утримання колії відбивається в комп'ютерній моделі завданням нерівностей рейок. Так як нерівності колії носять випадковий характер і значний розкид характеристик, то формування адекватних нерівностей колії має принципове значення при моделюванні динаміки рейкового екіпажу. Нерівності колії у горизонтальному і вертикальному напрямках можуть бути представлені у вигляді різних комбінацій детермінованих складових (наприклад, як сума декількох гармонічних сигналів) або випадкових функцій. Для моделювання випадкових нерівностей колії рекомендується використовувати алгоритм формування реалізацій випадкового процесу за наданими функціями спектральної щільності.

Опис нерівностей може бути також здійсненим на підставі реальних замірів відхилень рейкової колії, виконаних колієвимірювальною технікою. В цьому разі нерівності колії в горизонтальному і вертикальному напрямках обчислюють за даними, що отримані колієвимірювальним вагоном, на підставі зворотної функції перетворення вимірювальної системи.

Набір розрахункових варіантів за планом колії має відбивати усі суттєві умови експлуатації за технічними вимогами та бути достатнім, щоб ідентифікувати випадки найбільш жорстких умов з точки зору динамічної навантаженості вагона.

Аналіз динамічних показників проводиться на підставі чисельного експерименту за розрахунковими режимами, які найближче репрезентують експлуатаційні умови. Розрахункові варіанти, за якими рекомендується обчислювати динамічні показники, мають відображати експлуатаційні умови за режимами та швидкостями руху, параметрами і станом колії, технічним станом ходових частин, зокрема колісних пар.

При моделюванні динаміки вагона в якості вихідних формуються такі величини:

- динамічні бокові сили, що діють на буксові вузли колісних пар (буксові або рамні сили);
- прогини ресорного підвішування та взаємні переміщення складових частин конструкції екіпажа;
- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів;
- сили контактної взаємодії коліс і рейок

Усі динамічні показники обчислюються на підставі комп'ютерного моделювання за всіма режимами руху, швидкостями, конструкції та стану колії. Крім того, проводяться розрахунки при незношеному (початковому) і середньозношеному профілях поверхонь кочення коліс з варіюванням характеристик взаємодії коліс і рейок.

При статистичній обробці динамічних процесів визначаються максимальні, мінімальні та середні значення, а також середньоквадратичні відхилення вихідних величин. Отримані статистичні оцінки динамічних показників порівнюються з відповідними нормативними значеннями.

При комп'ютерному моделюванні динаміки вагона особлива увага має приділятися визначенню динамічних показників, які не піддаються

безпосередньому вимірюванню, зокрема, силам взаємодії коліс і рейок. За цими силами, з одного боку, оцінюється навантаженість колії та її стійкість від зсуву, з другого боку, за відношенням напрямної сили до вертикальної на колесо оцінюється стійкість вагона від сходження з рейок та уточнюється значення коефіцієнта запасу стійкості від сходження колісної пари з рейок.

Розроблена модель динаміки вагона має перевірятися щодо підтвердження її адекватності. Підтвердження відповідності моделі динаміки вагона реальному об'єкту рекомендується здійснювати шляхом порівняння результатів моделювання з експериментальними даними за прискореннями кузова і рам візків в горизонтальному та вертикальному напрямках. Розбіжність оцінок виміряних і розрахованих даних не має перевищувати 10-15 %.

До параметрів, що мають визначатись, відносяться:

- маса вагона, що приходить від кожного його колеса на рейку, а також маса кузова, візків і колісних пар;
- вертикальна і горизонтальна жорсткості ресорного підвішування;
- власні частоти коливань кузова при підскакуванні, галопуванні та бічній хитавиці;
- параметри демпфірування.

Визначення дійсних значень параметрів вагонів проводиться шляхом:

- поколісного зважування;
- встановлення основних розмірів візків;
- встановлення силових характеристик ресорного підвішування;
- скидання вагона з клинів.

Поколісне зважування виконується з метою визначення фактичної маси вагона і розподілу вертикальних навантажень по колесах. При поколісному зважуванні вагона визначають наступні показники:

- відхилення фактичного значення маси вагона від проектного;
- різниця навантажень по колесах колісної пари;
- різниця навантажень по осях в одному візку;
- різниця навантажень по боках вагона.

Встановлення основних розмірів ходових частин вантажних вагонів виконується за відповідними інструкціями та методичними вказівками. При цьому визначаються:

- діаметри коліс і відстані між внутрішніми гранями;
- профілі поверхонь кочення коліс;
- висоти пружин ресорного комплекту;
- зазори між ковзунами вагона і візків;
- розміри п'ятників і підп'ятників;
- розміри боковин;
- зазори між буксами і направляючими боковин.

Силові характеристики ресорного підвішування встановлюються шляхом побудови залежностей прогинів пружинних комплектів від навантаження. Зміна вертикального навантаження візків здійснюється підніманням і опусканням кузова за допомогою домкратів. Горизонтальне навантаження візків здійснюється спеціальними тарувальними пристроями.

Скидання вагона з клинів проводиться з метою визначення власних частот коливань кузова на ресорному підвішуванні та характеристик системи демпфірування коливань. При проведенні випробувань на скидання вагона з клинів імітуються його коливання підстрибування, галопування та бічної хитавиці, у тому числі з виключеними гасителями коливань.

Для реєстрації вимірюваних процесів у якості первинних перетворювачів використовуються низькочастотні акселерометри, які встановлюються на кузові вагона за схемами визначеними для ходових випробувань у відповідності з ПМ. Реєстрацію вимірюваних процесів розпочинають до початку руху вагона і закінчують після його зупинки. За отриманими записами вільних коливань відповідних видів визначають власні частоти вагона і декременти коливань. При цьому величини частот і декрементів коливань рекомендується розраховувати за першими періодам квазіперіодичного процесу згасаючих коливань.

Частоти власних коливань вагона визначають також за результатами динамічних розрахунків шляхом комп'ютерного моделювання. Розрахункові дані порівнюються з отриманими за результатами випробувань.

В процесі спрощених ходових динамічних випробувань вимірюються вертикальні та горизонтальні (поперечні) прискорення кузова в зоні п'ятника і в середньому перетині, а також горизонтальні (поперечні) прискорення ходових частин за схемами, вказаними в ПМ. Зареєстровані прискорення оцінюються за нормативними вимогами.

Похибка при визначенні показників динаміки рейкових екіпажів складається з двох складових: невиключених систематичних похибок і випадкових похибок. При цьому випадкові похибки, як правило, мають нормальний закон розподілу, а для систематичних похибок ухвалюється рівномірний закон розподілу в інтервалі $\pm\Delta_{н.с.i}$, де $\Delta_{н.с.i}$ – абсолютна похибка і-ого показника. За основну характеристику похибки показника приймається його середньоквадратичне відхилення (СКВ).

При вказаних вище законах розподілу оцінка сумарного СКВ з урахуванням випадкової і систематичної складових похибки визначається за формулою

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta^2_{(\Delta_{н.с.})} + \delta^2_{(\bar{x})}}, \quad (4.4)$$

де $\delta^2_{(\Delta_{н.с.})}$ – оцінка СКВ суми невиключених систематичних похибок, яка визначається за виразом:

$$\delta^2_{(\Delta_{н.с.})} = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \Delta_{н.с.i}^2}; \quad (4.5)$$

$m = 3$ – джерела внесків найбільших похибок;

$\delta^2_{(\bar{x})}$ – оцінка СКВ випадкової похибки, що орієнтовно (для довірчої вірогідності $P = 0,997$) визначається за формулою:

$$\delta^2(\bar{x}) = \frac{\Delta_h}{3}, \quad (4.6)$$

де Δ_h – верхня межа інтервалу випадкової похибки, що допускається, так званий «пороговий рівень».

При комп'ютерному моделюванні динаміки випробуваного вагона розраховуються значення величин, необхідні для повної оцінки ходових якостей досліджуваного вагона. Умови безпеки руху вагона перевіряються за нормованими показниками, до яких відносяться [48]:

- коефіцієнти запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок;
- коефіцієнти запасу стійкості вагона від перекидання.

У якості додаткових показників стійкості рекомендуються величини, нормовані для залізниць колії 1435 мм:

- відношення бокової та вертикальної сил взаємодії коліс з рейками;
- показник стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву.

При проведенні вимірювань в дослідних поїздах дозволяється використовувати тільки повірені або атестовані засоби вимірювальної техніки. Застосовувані засоби повинні забезпечувати діапазон та похибку вимірювань відповідно до вимог, зазначених в нормативних документах, і бути підготовлені до проведення вимірювань відповідно до вимог програмної документації. Вживане для випробування устаткування, засоби вимірювань і пристосування повинні знаходитися в технічно справному стані та мати комплект технічної документації.

Випробування вагонів проводяться на виділених ділянках загальної мережі залізниць. Мережеві ділянки залізничної колії, використовувані для ходових випробувань, повинні бути статистично представницькими за конструкцією, планом і профілем, поточним станом для передбачених умов експлуатації випробовуваного вагона. Основні характеристики та протяжність колії приводяться в ПМ.

Необхідний об'єм дослідних поїздок і вимірювань встановлюється ПМ з урахуванням конкретних завдань і вимог, що пред'являються до вагона, що випробовується. У загальному випадку необхідний масив експериментальної інформації щодо досліджуваних величин при ходових динамічних випробуваннях рекомендується утворювати шляхом послідовного набору записів (реалізацій) процесів при різних швидкостях і режимах руху дослідного поїзда як на характерних заздалегідь вибраних (намічених), так і на випадкових (що довільно чергуються) відрізках залізничної колії.

Реєстрація вимірюваних процесів повинна проводитися на прямих і кривих ділянках колії і стрілках при швидкостях руху, визначених ПМ. В криволінійних ділянках колії швидкості руху не повинні перевищувати значень, що відповідають непогашеному прискоренню $0,7 \text{ м/с}^2$. Перехід до вищих швидкостей руху допускається тільки після попереднього аналізу результатів вимірювань, проведених на меншій швидкості.

При підготовці і проведенні ходових динамічних випробувань повинні строго дотримуватися вимоги техніки безпеки і виробничої санітарії, інструкції по охороні праці і техніці безпеки, передбачені в промисловості і на залізничному транспорті, а також спеціальні інструкції по правилах проведення робіт. Вимоги до охорони праці під час випробувань визначаються відповідними положеннями ПМ.

Застосування нового підходу до оцінки динамічних якостей рухомого складу з модернізованими ходовими частинами за РЕМ дозволить скоротити витрати на ходові випробування та прискорити вирішення питань щодо їх допуску до експлуатації. Крім того, методика випробування за спрощеною схемою може бути корисною для перевірки якості ремонту та проведення періодичних контрольних випробувань рухомого складу.

З накопиченням практичного досвіду використання РЕМ доцільним вбачається поширене впровадження у випробувальні роботи комп'ютерного моделювання як ефективного інструменту перевірки і прогнозування динаміко-експлуатаційних якостей рухомого складу перспективних конструкцій. Зокрема,

за розробленим методом можуть проводитись випробування з допуску до експлуатації рухомого складу колії 1520 мм збудованого і випробуваного за стандартами, прийнятими на залізницях колії 1435 мм.

5 ФОРМУВАННЯ ЗАГАЛЬНИХ ТЕХНІЧНИХ ВИМОГ ДО ЕКІПАЖНИХ ЧАСТИН ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Підвищення швидкостей руху поїздів до 160 км/год, а в перспективі – до 200 км/год і вище, привносить на залізниці якісно новий технічний рівень. При цьому швидкісний рухомий склад повинен повною мірою відповідати міжнародним вимогам як за рівнем комфорту, так і за показниками безпеки руху.

5.1 Аналіз нормативної документації щодо розрахунків і оцінки міцності несівних елементів та динамічних якостей екіпажних частин рухомого складу

Звертаючи увагу на виняткову необхідність модернізації системи допуску рухомого складу до експлуатації на залізницях України, перш за все, потрібно зауважити, що діючі нормативні документи, на підставі яких виконуються роботи з проектування і модернізації рухомого складу, орієнтують виробників промислових і ремонтних підприємств на застарілі підходи до контролю якості та допуску до експлуатації рухомого складу. Тому нині конче потребує прискореного вирішення питання оновлення нормативної документації, яка має складати основу для створення та приймання одиниць рухомого складу за сучасними світовими вимогам щодо критеріїв безпеки руху, міцнісної надійності, плавності ходу та допустимої дії на колію. Виходячи з цього положення, слід орієнтуватись на систему динамічних показників, що застосовується на залізницях країн Європейського Союзу.

5.1.1 Система динамічних показників безпеки руху рухомого складу колії 1435 мм

Сходження рухомого складу з рейок – це процес, протягом якого принаймні одне з коліс рейкового екіпажу втрачає контакт з рейкою в результаті надмірного бокового переміщення колісної пари. За цим настає сходження колісної пари з

рейок, що призводить до сходження інших колісних пар і цілого рейкового екіпажу. З точки зору динаміки колесо-рейкової системи бокове переміщення колеса є результатом дії нормальної і поперечної контактних сил. Тому важливим є достовірне визначення цих сил [6].

За критерій стійкості від сходження з рейок рухомого складу колії 1435 мм прийнято частку відношення напрямної сили до вертикальної сили на колесо $(Y/Q)_{\max}$ [46, 85]. Це відношення відоме як критерій Надаля (M. J. Nadal). Цей критерій ґрунтується на розгляді рівноваги колеса в умовах початку його входження на рейку. Сили, що діють в контактні гребеня і рейки, представлено на рис. 5.1.

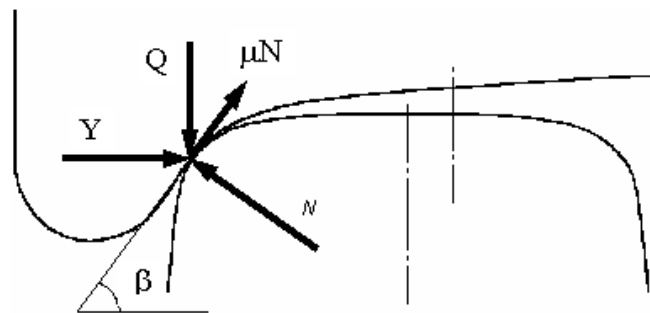


Рисунок 5.1 – Сили, що діють в контактні гребеня колеса і рейки в момент початку сходження

Рівновага сил в точці контакту колеса з рейкою перед початком вкочення гребеня описується наступними рівняннями:

$$Y = N \sin \beta - \mu N \cos \beta \quad (5.1)$$

$$Q = N \cos \beta + \mu N \sin \beta,$$

де β – кут нахилу до горизонту твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса;

μ – коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють.

З рівнянь (5.2) випливає формула Надаля:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \tan \beta}. \quad (5.2)$$

Для залізничних екіпажів колії 1435 мм відношення бічної сили Y , що діє на колесо, до вертикального навантаження Q , тобто Y/Q за виразом (5.1) є головним критерієм стійкості. Іноді це відношення називають коефіцієнтом сходжень. За формулою Надаля в кожному конкретному випадку встановлюється критичне значення відношення Y/Q . Намагання колеса піднятися над голівкою рейки оцінюється за даним показником з урахуванням тривалості імпульсу бокової сили. Значення відношення Y/Q залежать від кількох факторів, серед яких: кут набігання; кут нахилу дотичної до поверхні гребеня колеса в точці контакту його з рейкою; коефіцієнт тертя ковзання; невіднесена маса колісної пари; вертикальне навантаження на вісь; жорсткість колії.

Відповідно до досліджень на Японських державних залізницях визначено, що критичне значення Y/Q змінюється у широких межах від найбільших при негативних кутах набігання до 0,8, коли кут набігання наближається до одного градуса. За результатами випробувань прийнято за критичне відношення $Y/Q = 0,8$ при тривалості імпульсу бокової сили, що дорівнює 0,05 с і більше. Критичне значення Y/Q може збільшуватися в разі короткочасної дії бокової сили Y (до 0,05с), що відповідає умовам автоколиваний виляння колісних пар.

Для забезпечення безпеки руху вагонів, крім зазначеного обмеження на відношення Y/Q , встановлюються також обмеження на величину суми направляючих сил:

$$(\sum Y_{2m})_{lim} \leq \alpha(10+P_0/3), \quad (5.3)$$

де P_0 – статичне осьове навантаження, кН;

$\alpha = 0,85$ – для вантажних вагонів.

На середньоквадратичні значення суми направляючих сил встановлюються такі обмеження:

$$(s\Sigma Y)_{lim} = (\Sigma Y)_{lim} / 2. \quad (5.4)$$

Величини суми бокових буксових сил мають обмежуватись згідно формули:

$$(H_{2m})_{lim} = \beta (10 + P_0/3), \quad (5.5)$$

де P_0 – навантаження на вісь, кН;

$\beta = 0,75$ – для порожніх вантажних вагонів;

$\beta = 0,8$ – для завантажених вантажних вагонів;

$\beta = 0,9$ – для спеціальних вагонів.

Середньоквадратичне значення суми бокових буксових сил має бути рівним

$$(sH)_{lim} = H_{lim} / 2. \quad (5.6)$$

Залежно від маси m^+ повного візка, включаючи колісні пари, граничне значення бокового прискорення рами візка $\ddot{y}_{s,lim}^+$ становить:

$$\ddot{y}_{s,lim}^+ = 12 - \frac{m^+}{5}. \quad (5.7)$$

Бокові прискорення кузова для вантажних вагонів і спеціального рухомого складу не мають перевищувати $\ddot{y}_{s,lim}^* = 3 \text{ м/с}^2$.

Граничні вертикальні прискорення кузова для вантажних вагонів і спеціального рухомого складу: $\ddot{z}_{s,lim}^* = 5 \text{ м/с}^2$.

В результаті порівняння всіх оброблених величин з допустимим, роблять висновок про те чи транспортний засіб допускається, або ні до експлуатації, що являється головним завданням для забезпечення безпеки руху вагонів.

Поперечна дія рухомого складу на залізничну колію оцінюється за сумою напрямних сил ΣY_{max} – критерій Прюдома (A. Prud'homme). Максимально

допустима (критична) величина цього показника за умов стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву становить:

$$\sum Y_{\max, \lim} = k_1 (10 + 2Q_0 / 3), \text{ кН}, \quad (5.8)$$

де коефіцієнт $k_1 = 1,0$ для локомотивів, моторних вагонів, комбінованих одиниць і пасажирських вагонів.

5.1.2 Порівняння нормативних вимог щодо рухомого складу колій 1520 мм і 1435 мм

З порівнянь нормативних вимог стосовно оцінки динамічних якостей та дії на колію рухомого складу колії 1520 мм, з одного боку, та відповідних європейських нормативних документів, з другого, можна констатувати про значне розходження у підходах як до розрахункових випадків, так і до оцінки ходових властивостей рухомого складу (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Співставлення систем динамічних показників рухомого складу залізниць колій 1520 мм і 1435 мм

На колії 1520 мм	На колії 1435 мм
1	2
Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок	Не визначається
Коефіцієнт запасу стійкості від перекидання	Не визначається
Рамні сили в долях осьового навантаження	Не визначається
Не визначається	Критерій Надаля – відношення бокової та вертикальної сил взаємодії коліс з рейками
Не визначається	Значення суми направляючих сил (або бокових буксових сил)

Продовження таблиці 5.1

Не визначається	Прискорення: - прискорення кузова у горизонтальному та вертикальному напрямках; - прискорення ходових частин
Не визначається	Критерій Прюдома – показник стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву
Не визначається	Показник опору поворотам візка відносно рами кузова
Коефіцієнт вертикальної динаміки (за ступенями підвішування)	Не визначається
Коефіцієнт конструктивного запасу (за ступенями підвішування)	Не визначається
Горизонтальні та вертикальні прискорення кузова	Прискорення кузова: а) квазістатичні прискорення; б) максимальні прискорення; с) середньоквадратичне значення прискорень
Показники плавності ходу	Показники комфорту пасажирів залежно від вібрації
Частота згинальних коливань кузова	Не визначається

На відміну від норм, які діють на коліях 1520 мм, європейські нормативні документи, зокрема в галузі випробувань рухомого складу, більш інтегровані й систематично оновлюються, підтримуючи нові підходи до проектування і ґрунтуючись на сучасних досягненнях науки і техніки. Звідси виникає необхідність у гармонізації вітчизняної нормативної бази для створення нової техніки залізниць.

Спираючись на нормативні вимоги щодо порядку і методів проведення випробувань рухомого складу колії 1435 мм, пропонується удосконалити систему випробувань рухомого складу залізниць України. При цьому доцільно переглянути методичні підходи до формування процедурних завдань і оновити способи і засоби натурних випробувань.

Свого часу в ДП «Український науково-дослідний інститут вагобудування» (УкрНДІВ) було розроблено ДСТУ UIC 518:2009 [86] на базі Пам'ятки UIC 518. Цей стандарт надавав змогу забезпечувати впровадження сучасних інноваційних підходів до випробувань з точки зору оцінки показників впливу на колію, ходових якостей та показників безпеки локомотивів, пасажирського моторного і немоторного рухомого складу та вантажних вагонів. Використання стандарту ДСТУ UIC 518 передбачало якісне та сучасне технічне правове поле в частині випробувань рухомого складу та числового моделювання. На жаль, всупереч державній політиці щодо адаптації національних стандартів до стандартів Європейського Союзу, цей стандарт було скасовано.

5.2 Складання технічних вимог до екіпажних частин високошвидкісного рухомого складу для комбінованих перевезень контейнерів і контрейлерів

Успішному вирішенню завдань з поповнення парка швидкісного рухомого складу мають сприяти науково обґрунтовані підходи до вибору параметрів екіпажних частин з точки зору забезпечення безпеки руху та плавності ходу. Тому при організації швидкісного руху головна увага повинна приділятися конструкції та умовам утримання ходових частин.

5.2.1 Вимоги до розробки екіпажних частин швидкісного рухомого складу

Перехід до якісно нових вимог до рухомого складу у зв'язку з запровадженням швидкісного руху потребує орієнтації на досвід країн, які мають достатні напрацювання щодо організації швидкісних пасажирських перевезень. Перш за все це має стосуватись європейських стандартів з безпеки та комфорту пасажирських перевезень залізничним транспортом.

Серед першочергових проблем науково-технічного плану щодо подальшого розвитку швидкісних перевезень, які потребують невідкладного вирішення,

постає задача раціонального вибору параметрів екіпажної частини швидкісного рухомого складу (ШРС).

Екіпажні частини ШРС повинні проектуватись з урахуванням:

- регламентованих сучасних і перспективних умов експлуатації за умов забезпечення безпеки руху;
- регламентованих сучасних і перспективних вимог до їх динамічних якостей і дії на колію, які забезпечують зниження зношуваності ходових частин і елементів колії, що взаємодіють;
- необхідної міцності і корозійної стійкості конструкційних елементів;
- обґрунтованих вимог до надійності, в тому числі безвідмовності, довговічності й ремонтпридатності;
- найбільших зручностей і найменших витрат при використанні, обслуговуванні і ремонті;
- можливості за необхідністю модернізації конструкції;
- правил технічної експлуатації залізниць, правил техніки безпеки, вимог протипожежної безпеки і санітарно-гігієнічних норм;
- вимог безпеки праці та охорони здоров'я обслуговуючого персоналу;
- вимог екологічної безпеки;
- вимог діагностики за маршрутом прямування, при обслуговуванні і ремонті;
- можливості і зручності утилізації списаних елементів.

Заявлені в технічній документації параметри екіпажних частин повинні знаходитися в установлених межах впродовж всього терміну служби, забезпечуючи здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах, умовах експлуатації та технічного обслуговування.

Показники дії на колію нових та модернізованих одиниць рухомого складу повинні забезпечувати раціональні терміни служби та надійність роботи інженерних споруд та земляного полотна. Очікувана дія на колію розроблюваних рейкових екіпажів повинна перевірятись в процесі їх проектування методами математичного моделювання з урахуванням нормативних допусків утримання

ходових частин і колії, проектних і допустимих швидкостей руху колією відповідних конструкцій і стану (при конструкційній швидкості – на колії доброго стану, при допустимій швидкості – на колії задовільного стану).

При створенні екіпажних частин рекомендується наступний порядок робіт, який має бути відображений в технічному завданні:

а) розробка структурної схеми і загальної компоновки екіпажу, проведення динамічних розрахунків та комп'ютерного моделювання з метою вибору оптимальних характеристик ходових частин;

б) проектування та розрахунки на міцність і втомну довговічність вузлів механічної частини, які забезпечують безпеку руху й термін служби екіпажу виготовлення цих вузлів та проведення стендових випробувань;

в) виготовлення дослідного зразка та проведення дослідних випробувань з метою оцінки міцності несівних елементів конструкції екіпажу та динамічних якостей в цілому, доопрацювання за результатами випробувань робочого проекту екіпажу, проведення попередніх випробувань для визначення можливості представлення дослідних зразків на приймальні випробування;

г) приймальні випробування розроблюваного рухомого складу з метою перевірки екіпажної частини на відповідність вимог технічного завдання.

Приймальні випробування включають:

- стендові випробування рам візків для оцінки технології їх виготовлення, а також попередньої оцінки опору втомі вузлів та елементів рами;

- ударні випробування для оцінки напружено-деформованого стану несучих конструкцій екіпажу при нормативних значеннях поздовжніх сил;

- статичні, динаміко-міцнісні та ходові випробування для оцінки опору втомі несучих елементів конструкції екіпажа та його динамічних якостей;

- динамічні випробування з дії на колію та стрілочні переводи для оцінки сил взаємодії колії та колісних пар для встановлення допустимих швидкостей руху;

- оцінка відповідності проектному обрису габариту;

- гальмівні (стаціонарні та ходові) випробування.

Конструкція одиниць ШРС повинна передбачати можливість постійного контролю за технічним станом основних вузлів екіпажної частини на основі використання бортового і стаціонарного діагностичного устаткування.

Контроль якості виготовлення одиниць ШРС має здійснюватись шляхом проведення періодичних, типових та сертифікаційних випробувань. У разі виявлення в процесі випробувань і експлуатації недоліків, вони підлягають усуненню підприємствами-виробниками за узгодженим порядком.

Надійність основних елементів проекрованої конструкції екіпажу має бути такою, щоби розрахункове напрацювання на відмову було рівне або кратне прийнятій циклічності планових ремонтів.

Щодо вимог до рухомого складу в інструкції [87] зазначено: «6.5. На ділянках прискореного руху повинен обертатися рухомий склад з покращеними технічними характеристиками в частині геометричних окреслень, щоб забезпечувати найменші вільні поперечні вихляння колісних пар в колії та покращення плавності руху поїздів». Таке формулювання вимог є хибним і таким, що не містить корисної інформації. Більш прийнятними можна вважати вимоги до рухомого складу, наведені в інструкції [88] з посиланням на ДСТУ UIC 518 [86].

Оскільки динамічні якості рейкових екіпажів визначаються головним чином характеристиками ходових частин, тому при створенні екіпажних частин ШРС візки повинні розроблятися з урахуванням:

- регламентованих сучасних і перспективних умов експлуатації за умов забезпечення безпеки руху;
- регламентованих сучасних і перспективних вимог до їх динамічних якостей та дії на колію, які забезпечують зниження зношуваності ходових частин і елементів колії, що взаємодіють;
- необхідної міцності і корозійної стійкості конструкційних елементів;
- обґрунтованих вимог до надійності, в тому числі безвідмовності, довговічності й ремонтпридатності;
- найбільших зручностей і найменших витрат при використанні, обслуговуванні і ремонті;

- можливості за необхідністю модернізації конструкції;
- вимог діагностики за маршрутом прямування, при обслуговуванні й ремонті;
- можливості та зручності утилізації.

Заявлені в технічній документації параметри ходових частин повинні знаходитися в установлених межах впродовж всього терміну служби, забезпечуючи здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах, умовах експлуатації та технічного обслуговування.

Очікувана дія на колію нових і модернізованих екіпажів повинна перевірятись в процесі їх проектування методами математичного моделювання з урахуванням нормативних допусків утримання ходових частин і колії, проектних і допустимих швидкостей руху колією відповідних конструкцій і стану (при конструкційній швидкості – на колії доброго стану, при допустимій швидкості – на колії задовільного стану).

При створенні екіпажної частини рекомендується наступний порядок робіт, який має бути відображений в технічному завданні:

а) розробка структурної схеми екіпажу і проведення динамічних розрахунків та комп'ютерного моделювання з метою вибору оптимальних характеристик;

б) проектування та розрахунки на міцність і втомну довговічність вузлів екіпажної частини, які забезпечують безпеку руху, виготовлення цих вузлів та проведення стендових випробувань;

в) виготовлення першого зразка та проведення дослідних випробувань з метою оцінки міцності несівних елементів конструкції екіпажу та динамічних якостей одиниці ШРС в цілому;

г) приймальні випробування з метою перевірки екіпажної частини на відповідність вимог технічного завдання.

Конструкція ШРС повинна передбачати можливість постійного контролю за технічним станом основних вузлів екіпажної частини на основі використання бортового і стаціонарного діагностичного устаткування.

Контроль якості виготовлення ШРС має здійснюватись шляхом проведення періодичних, типових та сертифікаційних випробувань. У разі виявлення в процесі випробувань і експлуатації недоліків в конструкціях, вони підлягають усуненню підприємствами-виробниками за узгодженим порядком.

При проектуванні екіпажних частин повинна забезпечуватись необхідна несівна здатність елементів, призначених для сприйняття як граничних, так і експлуатаційних навантажень. Несівна здатність конструкційних елементів оцінюється такими величинами: коефіцієнтом запасу міцності щодо допустимих напружень; коефіцієнтом запасу стійкості; довговічністю або ресурсом. Наявна несівна здатність екіпажної частини повинна доводитися за допомогою розрахунків і/або випробувань [46, 85].

Оцінка несівної здатності екіпажних конструкцій повинна ґрунтуватись на таких положеннях:

- а) забезпечення збереження несівної здатності конструкції при граничному навантаженні;
- б) прийнятий запас міцності повинен бути таким, щоб при частковому перевищенні граничного навантаження не відбувались руйнування та зломи несівних елементів;
- в) конструкційна жорсткість повинна бути такою, щоб деформації під динамічним навантаженням за власними частотами залишалися в допустимих межах, відповідаючи експлуатаційним вимогам;
- г) циклічні навантаження мають витримуватися протягом призначеного терміну служби (довговічності або ресурсу) без ушкодження конструкції.

Додатково при проектуванні візків необхідно проводити розрахунки на міцність та втомну довговічність його складових, зокрема, осей колісних пар, пружних елементів ресорного підвішування, гасителів коливань, підшипників тощо.

Динамічні властивості рухомого складу мають оцінюватись за показниками безпеки руху та плавності ходу, а також за коефіцієнтами вертикальної динаміки, горизонтальними поперечними силами, що діють на колісну пару з боку

обресорених частин екіпажу (буксові сили), прискореннями кузова й рам візків. Основними показниками, що характеризують безпеку руху, є: критична швидкість, коефіцієнт запасу стійкості проти сходу коліс із рейок, коефіцієнт запасу стійкості від перекидання.

При проектуванні ШРС розрахунковий рівень їх силової взаємодії з колією повинен забезпечувати безпеку руху за показниками, що характеризують стійкість колеса від вповзання на головку рейки, стійкість рейко-шпальної решітки від зсуву, міцність верхньої будови колії.

Одиниці ШРС нових типів не повинні порушувати умови стійкості та викликати перенапруження в елементах верхньої будови колії під час руху на прямих із конструкційними швидкостями та в кривих зі швидкостями, що відповідають допустимому непогашеному прискоренню $0,7 \text{ м/с}^2$ при максимально можливому підвищенні зовнішньої рейки.

Визначення розрахункових показників, що характеризують дію екіпажів на колію, має проводитись при граничних допусках на знос рейок і відхилення від норм будови й утримання колії. При цьому відхилення від проекту за конструкцією результатів поколісного та поосьового розважування повинні знаходитись у межах встановлених допусків, а технічний стан ходових частин, включно з колісними парами, має відповідати експлуатаційним вимогам.

Для руху ШРС з мінімальним опором між гребенями коліс і боковими поверхнями головок рейок мають бути раціональним чином встановлені зазори. Для забезпечення необхідного зазору між колесами та боковими поверхнями головок рейок рекомендується ввести додатковий нормативний параметр “ширина колісної пари”, що дорівнює відстані між точками на зовнішніх поверхнях гребенів в місцях визначення товщини гребенів.

5.2.2 Використання засобів комп’ютерного моделювання для вибору раціональних параметрів екіпажних частин

Для побудови комп’ютерної моделі динаміки локомотива й подальшого проведення за її допомогою динамічних розрахунків належить використовувати

сучасні програмні комплекси, що спеціалізовані в області динаміки рухомого складу залізниць і мають відповідну верифікацію. Такі програмні комплекси, використовуючи підхід системи твердих тіл щодо моделювання динаміки технічних об'єктів, містять в собі загальні процедури: автоматичне формування диференціальних або диференціально-алгебраїчних рівнянь руху, їх розв'язок та аналіз, автоматизовану обробку результатів розрахунків, графічне відображення елементів моделей й результатів, та поєднані зі спеціалізованими процедурами: завдання параметрів конструкції колії, визначення поверхонь кочення коліс і рейок, формування сил взаємодії колеса і рейки (за існуючими алгоритмами) тощо. Такий підхід зменшує ймовірні помилки при моделюванні й скорочує час розробки моделі.

В комп'ютерних моделях динаміки руху ШРС мають бути ретельно визначені параметри, які обумовлюють динамічну поведінку екіпажу, а саме, інерційні параметри тіл механічних системи, які відбивають конструкційні особливості досліджуваних об'єктів, геометричні параметри цих тіл щодо координат шарнірних елементів й точок приєднання силових елементів, пружні та дисипативні характеристики шарнірних та силових елементів.

Включення до комп'ютерної моделі геометричних моделей твердих тіл (3-D моделей деталей) не є обов'язковим, але з метою унеможливлення помилковості завдання геометричних параметрів системи доцільно використовувати (імпортувати) геометричні моделі твердих тіл в якості графічних образів комп'ютерної моделі.

Перед проведенням динамічних розрахунків рекомендується здійснити перевірку опису шарнірних і силових елементів моделі шляхом визначення відповідних силових характеристик (залежність сили чи моменту від переміщення або від швидкості переміщення) на підставі попередніх розрахунків, виконаних за умови відсутності нерівностей колії.

Комп'ютерна модель динаміки ШРС має включати опис поверхонь кочення коліс. Параметри профілів поверхонь кочення коліс слід визначати за креслениками або за даними вимірювань реальних профілів, наприклад, за

знятими профілограмами. Для опису нових профілів рекомендується використовувати апроксимацію дугами кіл та лінійними функціями, якщо це відповідає кресленикам. У випадку суттєво криволінійних обрисів профілів доцільно використовувати інтерполяцію сплайнами.

Нерівності колії можуть бути представлені у вигляді різних комбінацій детермінованих складових або випадкових функцій. Для моделювання випадкових нерівностей колії рекомендується використовувати алгоритм формування реалізацій випадкового процесу за наданими функціями спектральної щільності [47]. Опис нерівностей може також бути здійсненим на підставі реальних замірів відхилень рейкової колії, виконаних колієвимірювальною технікою.

Розроблена модель динаміки екіпажа має перевірятися на адекватність реальному об'єкту. Підтвердження адекватності моделі рекомендується здійснювати шляхом порівняння результатів моделювання з експериментальними даними, наприклад, прискорень кузова й рам візків, отриманими при випробуваннях дослідного зразка.

Шляхом аналізу й оцінки результатів моделювання визначається критична швидкість екіпажа, здійснюється вибір раціональних параметрів підвішування, обчислюються динамічні показники, у тому числі такі, що не піддаються безпосередньому вимірюванню, виконується прогнозування зносу коліс під час експлуатації, уточнюються характеристики динамічних навантажень, потрібних для оцінки міцності та довговічності несівних конструкцій екіпажної частини та проведення їх стендових випробувань. Структурну схему можливих застосувань результатів комп'ютерного моделювання динаміки ШРС показано на рис. 5.2.

При моделюванні динаміки руху ШРС в якості вихідних мають використовуватися такі величини:

- динамічні бокові сили, що діють на буксові вузли колісних пар (буксові або рамні сили);
- прогини ресорного підвішування та взаємні переміщення складових частин конструкції екіпажу;

- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів;
- сили контактної взаємодії коліс і рейок.

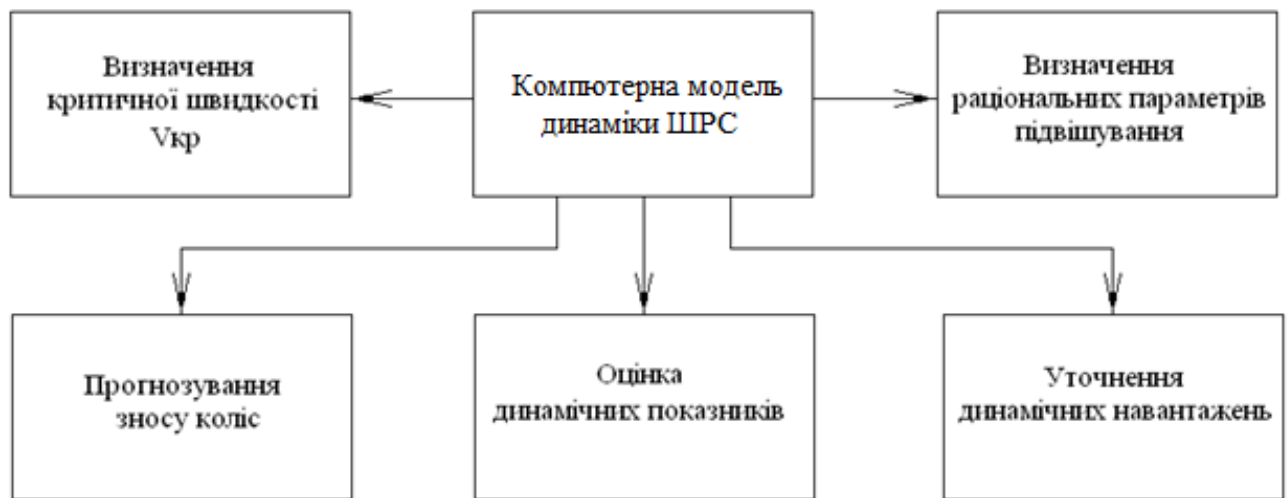


Рисунок 5.2 – Структурна схема реалізації комп'ютерного моделювання

При комп'ютерному моделюванні динаміки екіпажу особлива увага має приділятися визначенню динамічних показників, які не піддаються безпосередньому вимірюванню, зокрема, силам взаємодії коліс і рейок. З одного боку, за цими силами оцінюється навантаженість колії та її стійкість від зсуву, а з другого боку, за відношенням напрямної сили до вертикальної на колесо оцінюється стійкість екіпажу від сходження з рейок та уточнюється значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колісної пари з рейок. За прискореннями кузова в горизонтальному й вертикальному напрямках обчислюються показники плавності ходу за ДСТУ UIC 513 [89].

Чисельний експеримент, який проводиться з метою вибору раціональних характеристик й параметрів підвішування, здійснюється на підставі проведення розрахунків у режимі вибігу, на прямих та в кругових кривих, з нерівностями колії в горизонтальному і вертикальному напрямках. Розрахунковий діапазон швидкостей руху охоплює значення V від $0,4 \cdot V_{max}$ до V_{max} .

За результатами динамічних розрахунків здійснюється статистична обробка показників за окремими варіантами, обчислюються і будуються графіки максимальних, середніх і середньоквадратичних значень усіх показників від

швидкості руху. Отримані вихідні величини порівнюються з граничними значеннями відповідних показників. В разі перевищення граничних значень здійснюється зміна параметрів підвішування екіпажа і розрахунок повторюється знову. При цьому належить враховувати ту обставину, що рух на прямих і в криволінійних ділянках колії обумовлює суперечливі впливи на показники динаміки, отже чисельний експеримент має виконуватися за всіма режимами щодо устрою колії на підставі цілеспрямованого вибору раціональних параметрів, з застосуванням, наприклад, алгоритму послідовних наближень.

Оцінювання динамічних показників досліджуваного екіпажу результатами комп'ютерного моделювання має виконуватися перед проведенням його ходових випробувань та/або під час їх проведення. При цьому, по-перше, отримуються показники динаміки, які не піддаються безпосередньому вимірюванню, по-друге, скорочується загальний обсяг випробувань.

Усі динамічні показники обчислюються на підставі комп'ютерного моделювання за всіма режимами руху, швидкостями, конструкції та стану колії, крім того, проводяться розрахунки при незношеному (початковому) і середньо-зношеному профілях поверхонь кочення коліс з варіюванням характеристик взаємодії коліс і рейок.

При статистичній обробці динамічних процесів визначаються максимальні, мінімальні і середні значення, а також середньоквадратичні відхилення вихідних величин. Отримані статистичні оцінки динамічних показників порівнюються з відповідними граничними значенням.

При комп'ютерному моделюванні динаміки руху особлива увага має приділятися визначенню динамічних показників, які не піддаються безпосередньому вимірюванню, зокрема, силам взаємодії коліс і рейок. За цими силами, з одного боку, оцінюється навантаженість колії та її стійкість від зсуву, з другого боку, за відношенням напрямної сили до вертикальної на колесо оцінюється стійкість екіпажа від сходження з рейок та уточнюється значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колісної пари з рейок k_{cc} .

6 УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕДУР ДОПУСКУ РУХОМОГО СКЛАДУ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗА ДИНАМІЧНИМИ ПОКАЗНИКАМИ БЕЗПЕКИ РУХУ

6.1 Аналіз досвіду введення в експлуатацію рухомого складу з високими конструкційними швидкостями

На залізничному транспорті науково-технічні проблеми безпеки руху поїздів вирішуються за кількома напрямками: вибір оптимальних конструкторських рішень залізничної техніки; комп'ютерне моделювання взаємодії рухомого складу з колійною інфраструктурою; виконання міцнісних розрахунків несівних конструкцій; проведення натурних випробувань; застосування технічних засобів безпеки руху; розробка технологічних процесів експлуатації тощо.

Система забезпечення рухомого складу включає в себе множину елементів, як от: розробка критеріїв і безпекових норм; контроль технології виробництва і сертифікація; вибір раціональних технічних рішень; проведення розрахунків і випробувань; розробка технологічних принципів експлуатації; планово-попереджувальний ремонт та за технічним станом; бортові та стаціонарні прилади безпеки; безперервна діагностика. Практика показала, що упущення будь-якого з цих елементів на стадії розробки і подальшого виробництва з певною імовірністю в експлуатації може призвести до негативних наслідків.

6.1.1 Цілеспрямоване управління безпекою руху поїздів

Основні напрями функціонування системи управління безпекою руху поїздів на залізницях України регламентуються відповідним Положенням [90]. За своєю суттю цей документ традиційного детерміністського трактування, який не розглядає можливих відхилень від вимог безпеки руху, тобто не допускає поняття транспортного ризику. Основний недолік цього й подібних регулюючих

документів – відсутність алгоритму формування управлінського рішення відповідно принципів теорії управління для адаптації до зміни умов експлуатації.

Новий підхід до формування та експлуатації залізничного транспорту як сукупності взаємозалежних підсистем, що об'єднані загальною системою управління, запропоновано Т. В. Бутько і Д. В. Ломотьком [91]. За висновками авторів цей підхід, заснований на принципах системного аналізу, дозволяє шляхом моделювання отримувати загальносистемну оцінку діяльності залізничного транспорту.

В праці [92] зазначено: «Безпека руху поїздів – це основний системоутворюючий та найбільш вагомий суспільний фактор діяльності залізничного транспорту. Ефективне управління безпекою руху передбачає використання статистичних методів комплексного аналізу транспортних пригод та засобів комп'ютерного моделювання з метою визначення передумов та ризиків скоєння транспортних подій для їх запобігання».

Оригінальний підхід до управління безпекою руху розроблено в працях [93-95]. Основна ідея підходу полягає в тому, що управляти складними людино-машинними системами на основі детермінованих методів теорії управління не вдається через велику складність, непередбачуваності, стохастичності транспортних процесів. Тому найбільш ефективний підхід до управління безпекою руху пов'язаний з застосуванням статистичних методів управління.

В статті [96] представлено алгоритм моніторингу стану машиніста з використанням індивідуальної норми та математичної моделі системи контролю операційної діяльності, який розроблено для підвищення рівня безпеки руху поїздів. Запропоновано перспективний напрямок підвищення надійності «людського фактору» в управлінні тяговим рухомим складом без застосування додаткових технічних пристроїв, які збільшують психофізіологічне навантаження на машиніста.

Питання забезпечення рівня безпеки руху на транспорті за рахунок моніторингу людського фактора розглянуті в [97]. Це дослідження акцентовано на успішному застосуванні системи HFACS (Human Factors Analysis and

Classification System) до ретроспективного аналізу розслідувань інцидентів у залізничній галузі. Такий підхід дозволяє інтерпретувати випадкові причинно-наслідкові шляхи для досягнення більшого розуміння механізмів, необхідних для запобігання майбутніх інцидентів.

Для обґрунтування ефективних управлінських рішень з підвищення рівня безпеки руху було розроблено метод статистичної закономірності, описаний в монографії [94]. За визначенням авторів сутність цього методу полягає у комплексному аналізі й постійній актуалізації закономірностей у статистиці безпеки експлуатації залізничного транспорту як системи. В монографії [98] виділено такі складові забезпечення безпеки: технічний аспект; функціональна сумісність; інфраструктура і сигналізація; управління рухом; обслуговування транспортних засобів; навченість персоналу.

З метою розвитку інтелектуальних локомотивних систем підтримки прийняття рішень при виникненні позаштатних ситуацій в дисертаційній роботі [99] розроблено інформаційну модель прийняття керуючого рішення машиністом при веденні поїзда, що дозволяє визначити шляхи зниження інформаційного навантаження і тим самим знизити ризики аварій.

Управління (менеджмент) ризиком означає захист матеріальних, фінансових і людських ресурсів від втрат і руйнування найбільш ефективним, з точки зору вартості, шляхом. При цьому може застосовуватись метод ALARP (as low as reasonably practicable), за яким ризик виникнення небезпечної події (смертельного випадку) розглядається на трьох рівнях: прийнятний, допустимий і неприйнятний. Ідея методу полягає в тому, що по відношенню до ризиків прийнятного рівня вжито всі виправдані заходи для їх зменшення, і подальше зменшення ризику потребує непропорційно великих витрат.

Методологію управління ризиком для забезпечення тривалих термінів безпечної та ресурсозберігаючої експлуатації рухомого складу розроблено в дисертаційній праці [100]. В основу цієї методології покладено показник комплексної безпеки і пов'язану з ним базу даних нормованих рівнів ризику. Такий підхід до вирішення проблеми безпечної експлуатаційної роботи залізниць

сприяє прискоренню євроінтеграційних процесів та підвищенню конкурентоздатності залізничного транспорту на ринку транспортних послуг.

6.1.2 Шляхи удосконалення процедур допуску рухомого складу до експлуатації

Досвід, набутий в процесі впровадження в експлуатацію електропоїздів HRCS2 [101, 102] та вагонів на візках з розсувними колісними парами [103-105], свідчить про нагальну необхідність удосконалення системи допуску швидкісного рухомого складу з урахуванням досягнень залізниць світу, зокрема країн Євросоюзу і Китаю, які мають значні напрацювання щодо використання рухомого складу з конструкційними швидкостями 160-200 км/год і вище.

У зв'язку з формуванням парку швидкісного рухомого складу колії 1520 мм особливо актуальними стають питання щодо допуску до експлуатації рейкових екіпажів нової генерації. Крім того, тривалий час залишаються невирішеними питання створення визначеної системи процедур з допуску до постійної експлуатації пасажирських і вантажних вагонів, призначених для інтеперабельних перевезень. Зазначене вказує на необхідність перегляду методів і засобів, котрі традиційно використовуються у випробуваннях рухомого складу.

Спираючись на нормативні вимоги щодо порядку і методів проведення випробувань рухомого складу колії 1435 мм, пропонується удосконалити систему випробувань рухомого складу залізниць України. При цьому доцільно переглянути методичні підходи до формування процедурних завдань і оновити способи та засоби натурних випробувань [106].

Ефективне використання сучасних методів і засобів комп'ютерного моделювання для оцінки міцності несівних елементів екіпажних частин та їх динамічних якостей суттєво підвищує вірогідність отримання відповідних характеристик реальної конструкції. Разом із тим, остаточні висновки щодо допуску до експлуатації нових типів рухомого складу або тих, що були модернізовані, належить складати за результатами комплексних випробувань.

Процедурні дії, за результатами яких має прийматися рішення щодо допуску рейкових транспортних засобів до експлуатації, включають комплекс натурних випробувань, такі як: стаціонарні випробування, випробування на міцність і стійкість несівних конструкцій, ходові й гальмівні випробування, випробування щодо дії на колію.

6.2 Дослідження з оновлення нормативної бази стосовно введення в експлуатацію рухомого складу нового покоління на основі інтеграції та гармонізації вітчизняних керівних документів з відповідними актами країн ЄС

Умови безпеки руху поїздів в механічному сенсі визначаються, перш за все, конструкційними характеристиками і технічним станом ходових частин рухомого складу та колії. Відповідні чинники набувають все більшої ваги з об'єктивним підвищенням вимог до якості перевезень пасажирів і вантажів. Разом з тим, чинні нормативні документи, на підставі яких виконуються роботи з проектування й модернізації рухомого складу колії 1520 мм, орієнтують виробників промислових та ремонтних підприємств на застарілі підходи щодо систем контролю якості й допуску до експлуатації рухомого складу. Крім того, потребують перегляду методи і засоби, що традиційно використовуються при випробуваннях рухомого складу. Тому нині конче потребує прискореного вирішення питання оновлення нормативної документації, яка має складати основу для створення та приймання одиниць рухомого складу за сучасними світовими вимогам щодо критеріїв безпеки руху, міцнісної надійності, плавності ходу та допустимої дії на колію.

6.2.1 Гармонізація вимог до натурних випробувань рухомого складу

В табл. 5.1 співставлено показники динаміки рухомого складу колій 1520 мм і 1435 мм. З табличних даних видно, що ці показники суттєво відрізняються. Водночас, вимоги, які висуваються щодо проведення випробувань рухомого складу залізниць на коліях різних стандартів 1520 мм і 1435 мм, дещо подібні.

Зокрема:

- підготовка вагона до випробувань починається з його обкатки на магістральних ділянках колії для «прироблення» ходових частин, потім проводиться ретельне обмірювання колісних пар з буксовими вузлами й іншими елементами візків;

- для проведення ходових випробувань формується дослідний поїзд, який має у своєму складі локомотив, вагон-лабораторію, один або декілька дослідних вагонів, а також, як правило, вагон-еталон для зіставлення експериментальних даних;

- випробування проводяться на спеціальних експериментальних полігонах (якщо такі є) або на тимчасово виділених для дослідних поїздок ділянках магістральних колій. Полігонні і мережеві ділянки залізничної колії, що використовуються для випробувань, повинні бути статистично представницькими за конструкцією, поточним станом, планом та профілем;

- дослідні поїздки проводяться як на прямих ділянках колії, так і на кривих, а також на стрілочних переводах у всьому проектному діапазоні допустимих експлуатаційних швидкостей за можливості аж до перевищення конструкційної швидкості на 10%, якщо за даними оперативного аналізу це не загрожує безпеці руху;

- випробування проводяться в завантаженому і порожньому режимах (в окремих випадках і при частковому завантаженні);

- дослідні дані групуються за діапазонами швидкості руху, характерними особливостям ділянки колії, режимами руху (розгін, вибіг, гальмування) та рівнем завантаження вагонів. У процесі обробки й аналізу даних встановлюються характерні види коливань вагона, визначаються їх частоти, оцінюється залежність характеру та інтенсивності коливань від умов руху.

Колеса вагонів повинні мати профілі поверхонь кочення, котрі відповідають природному спрацюванню у процесі експлуатації. Нові вагони, для яких невідома картина спрацювання коліс в експлуатації, попередньо випробовуються з новими профілями коліс. Остаточні висновки щодо їхніх динамічних

властивостей формулюються після випробувань з колесами, що мають експлуатаційні спрацювання. Припускається можливість, за якої профілі коліс відповідали б розрахунковим значенням еквівалентної конусності не менше як 0,15 – на рейках з нахилом 1/40 і 0,10 – на рейках з нахилом 1/20.

Еквівалентна конусність – це параметр, який кращим чином характеризує взаємодію контакту колесо-рейка [107]. Дійсне значення еквівалентної конусності отримують тільки на прямих та кривих великого радіусу. Високий рівень еквівалентної конусності підвищує можливість сходу. Значення еквівалентної конусності в залежності від швидкості наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Максимальні значення еквівалентної конусності

Допустима швидкість	Еквівалентна конусність
$V \leq 140$ км/год	$\leq 0,5$
$140 < V \leq 200$ км/год	$\leq 0,4$
$200 < V \leq 230$ км/год	$\leq 0,35$
$230 < V \leq 250$ км/год	$\leq 0,3$
$250 < V \leq 280$ км/год	$\leq 0,25$
$280 < V \leq 350$ км/год	$\leq 0,15$

За можливості випробування мають проводитись в обох напрямках руху поїзда. Важливим є також стан рейок: рейки мають бути сухими. Щодо інших умов випробувань, то нормативними документами передбачається також положення вагона в складі поїзда.

За європейськими нормами існують два методи вимірювання величин для оцінки динамічних якостей рухомого складу: нормальний і спрощений. При нормальному методі вимірюють сили взаємодії коліс і рейок (бокова Y та вертикальна Q складові), як мінімум для кожної зовнішньої осі візка. Технічні вимоги розраховують на те, що підрозділ, що здійснює приймальні випробування, має у своєму розпорядженні устаткуванням, яке здатне визначити сили Y і Q .

При спрощеному методі, який застосовується у випадках, коли випробуванням піддаються модифіковані вагони, або коли змінюються умови експлуатації, застосовуються два способи вимірювань:

1) замість сил взаємодії коліс і рейок дозволяється вимірювати бічну силу H між колісною парою і рамою візка;

2) вимірюються лише прискорення кузова та ходових частин у горизонтальному та вертикальному напрямках.

При проведенні ходових динамічних випробувань вагонів колії 1520 мм не передбачається вимірювань вертикального навантаження від коліс на рейки та бокових сил взаємодії гребенів коліс з головками рейок. Тому розрахунок коефіцієнта запасу стійкості проводять на підставі вимірювань прогинів ресорного підвішування і так званих рамних сил, що діють у характерних перерізах бокових рам візків. Крім того, вимірюються вертикальні і горизонтальні (поперечні) прискорення кузова в п'ятникових зонах.

Необхідний обсяг дослідних поїздок і вимірювань встановлюється програмами і методиками з урахуванням конкретних завдань, особливостей і ступеню новизни конструкції і висунутих до неї вимог.

Для забезпечення безпеки руху згідно європейських нормативних документів з граничними значеннями при нормальному методі вимірювань аналізуються такі показники, як максимальна сума направляючих сил $\sum Y_{\max}$ максимальне відношення $(Y/Q)_{\max}$, ковзне середньоквадратичне значення направляючих сил $\sum Y_{RMS}$, а також прискорення кузова та ходових частин. При спрощеному методі цими показниками є максимальна сума бокових буксових сил H_{\max} і ковзне середньоквадратичне значення бокових буксових сил H_{RMS} або прискорення кузова та ходових частин.

Для оцінки ходових якостей вагонів колії 1520 мм за величинами виміряних прискорень, рамних сил і прогинів ресор визначаються ймовірні максимальні значення коефіцієнтів вертикальної динаміки і горизонтальних рамних сил та ймовірні мінімальні значення коефіцієнтів запасів стійкості від сходу з рейок і перекидання.

При визначенні коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок на колії 1520 мм обчислюється відношення вертикального навантаження рейки від колеса, що набігає, до бокового зусилля взаємодії гребеня цього колеса і головки рейки. Згідно європейських норм знаходиться відношення бічної сили, що діє на колесо, до вертикального навантаження, тобто обернене до відповідного відношення, що обчислюється при визначенні коефіцієнта запасу стійкості.

Оцінка результатів випробувань вагонів як на колії 1520 мм, так і на колії 1435 мм проводиться шляхом порівняння отриманих та відповідним чином оброблених експериментальних даних щодо показників міцності і ходових якостей вагонів з нормативними величинами.

Попередньо виконуються випробування з оцінкою можливостей транспортного засобу працювати в умовах граничного за геометрією розташування колії. Це статичні і квазістатичні випробування, які включають вимірювання сил і переміщень між різними компонентами транспортного засобу. Під час цих випробувань здійснюється вимірювання статичного навантаження на колеса та моменту опору повороту візка, проводиться оцінка безпеки проти сходу колісних пар з рейок під дією поздовжніх сил у *S*-подібних кривих. Крім того, для оцінки поперечних повертальних характеристик визначаються бічні переміщення транспортного засобу при надлишку і недостатці піднесення зовнішньої рейки в кривих.

Статичні міцнісні випробування здійснюються на горизонтальні та вертикальні навантаження. Випробування на підняття кузова відповідають умовам виконання ремонтних робіт. У ході зазначених випробувальних робіт не повинні виникати залишкові деформації, що встановлюється перевіркою геометрії транспортного засобу.

Умови ходових динамічних випробувань передбачають дослідні поїздки на прямолінійних і криволінійних ділянках колії. Випробування відбуваються на експлуатаційних лініях. Обов'язковою вимогою є наявність кривих з радіусами 250...400 м. Фіксованих ділянок колії у зоні випробувань повинно бути не менше як 25. Залежно від плану колії довжина вимірних ділянок колії становить від 70 до

500 м. Максимальна швидкість руху на випробувальних ділянках повинна дорівнювати конструкційній швидкості з додатком 10%.

Під час випробувань колеса повинні мати профілі поверхонь кочення, котрі відповідають природному спрацюванню у процесі експлуатації. Нові екіпажі, для яких невідома картина спрацювання коліс в експлуатації, попередньо випробовуються з новими профілями коліс. Остаточні висновки щодо їхніх динамічних властивостей формулюються після випробувань з колесами, що мають експлуатаційні спрацювання.

Оцінка безвідмовності й ефективності гальм визначається за результатами статичних і ходових випробувань гальмівних систем. При статичних випробуваннях проводяться пробні гальмування, відпуски гальм, перевіряється щільність пневматичної частини. Ходовими випробуваннями передбачається визначення гальмівного шляху, для чого при різних швидкостях руху дослідна одиниця рухомого складу відчіпляється від дослідного поїзда.

Експлуатаційні випробування проводяться для оцінки функціональної придатності екіпажа. Упродовж року дослідної експлуатації пробіг повинен складати близько 120 тис. км.

З огляду на відсутність нормативної бази щодо допуску до експлуатації швидкісного рухомого складу, природним є запозичення досвіду залізниць, що освоїли швидкісний і високошвидкісний рух. Тому в справі створення вітчизняної нормативної бази логічним є шлях освоєння міжнародних норм і стандартів.

6.2.2 Рекомендовані процедури підтвердження можливості експлуатації рухомого складу

Спираючись на нормативні вимоги щодо порядку і методів проведення випробувань рухомого складу колії 1435 мм, пропонується удосконалити систему випробувань рухомого складу залізниць України. При цьому доцільно переглянути методичні підходи до формування процедурних завдань і оновити способи та засоби натурних випробувань.

Ефективне використання сучасних методів і засобів комп'ютерного моделювання для оцінки міцності несівних елементів екіпажних частин та їх динамічних якостей суттєво підвищує вірогідність отримання відповідних характеристик реальної конструкції. Разом із тим, остаточні висновки щодо допуску до експлуатації нових типів рухомого складу або тих, що були модернізовані, належить складати за результатами комплексних випробувань. Процедурні дії, за результатами яких має прийматися рішення щодо допуску рейкових транспортних засобів до експлуатації, включають комплекс натурних випробувань, такі як: стаціонарні випробування, випробування на міцність і стійкість несівних конструкцій, ходові й гальмівні випробування, випробування щодо дії на колію.

6.2.2.1 Стаціонарні випробування. Ці випробування мають включати поколісне зважування, визначення опору повороту візків відносно кузова в горизонтальній площині та скидання з клинів.

Поколісне зважування виконується з метою визначення фактичної маси екіпажу й розподілу вертикальних навантажень по колесах. Вимірювання поколісних навантажень певної одиниці рухомого складу здійснюється на спеціалізованому стенді (ваговому агрегаті) або за допомогою пристрою, що дозволяє послідовний підйом та вимірювання навантажень на окремі колеса.

Програмне забезпечення до пристрою поколісного зважування, яке було розроблено в програмному комплексі LabVIEW, налаштоване на різні типи рухомого складу з можливістю почергового або одночасного вимірювання статичного навантаження на кожне колесо, з автоматизованим розрахунком, записом та виданням карти контролю по наступних параметрах:

- а) навантаження на одне колесо (кожне колесо);
- б) розбіжність навантажень на колеса однієї колісної пари (по кожній колісній парі);
- в) розбіжність навантажень на сторони екіпажу;
- г) розбіжність навантажень на кожний візок;
- д) розбіжність навантажень на колеса по діагоналі;

е) загальну вага екіпажу.

При поколiсному зважуванні визначаються наступні показники: відхилення фактичного значення маси екіпажу від проектного; різниця навантажень по колесах колісної пари; різниця навантажень по осях в одному візку; різниця навантажень по сторонах. Під час зважування заборонено виконувати регулювання та вносити будь-які зміни в ходові частини. Гальма повинні бути відпущені, колісні пари не мають бути затиснені. Відхилення фактичного значення маси екіпажу від проектного значення, а також різниця навантажень по колесах не повинні перевищувати 3%.

Для оцінки результатів зважування мають використовуватися наступні вирази:

а) повна маса екіпажу:

$$m_{veh} = \frac{\sum_{j=1}^n (Q_{j1} + Q_{j2})}{g}; \quad (6.1)$$

б) середнє навантаження на вісь:

$$2Q_{0,mean} = \frac{m_{veh} g}{n}; \quad (6.2)$$

в) навантаження на колісну пару:

$$2Q_{0,j} = Q_{j1} + Q_{j2}; \quad (6.3)$$

г) максимальне навантаження на вісь:

$$2Q_{0,max} = \max(Q_{j1} + Q_{j2}) \text{ для } j = 1, n; \quad (6.4)$$

д) відношення різниці навантаження коліс до навантаження на колісну пару:

$$\Delta q_j = \frac{|Q_{j1} - Q_{j2}|}{2Q_{0,j}}; \quad (6.5)$$

є) відношення різниці між максимальним і середнім навантаженням до навантаження на вісь:

$$\Delta 2q_{0,\max} = \frac{2Q_{0,\max} - 2Q_{0,\text{mean}}}{2Q_{0,\text{mean}}}; \quad (6.6)$$

ж) відношення різниці між навантаженнями однієї сторони (1 або 2) до середнього по сторонах:

$$\Delta q_{\text{side}} = \frac{\left| \sum_{j=1}^n (Q_{j1} - Q_{j2}) \right|}{m_{\text{veh}} g}, \quad (6.7)$$

де n – число колісних пар;

Q_{jk} – навантаження на колесо.

Визначення характеристик опору повороту візків відносно кузова виконується з метою оцінки одного з критеріїв доказу безпеки руху екіпажу, яким є показник X . Рекомендовані значення показника X знаходяться в межах 0,03...0,07. Цей показник обчислюється за формулою:

$$X = \frac{M_{z,R\min}}{2a^* + 2Q_0}, \quad (6.8)$$

де $M_{z,R\min}$ – обертовий момент візка відносно кузова в плані, визначений для кута повороту (кута виляння) $\psi = a^* / R_{\min}$;

a^* – половина відстані між шворнями, м;

R_{\min} – мінімальний радіус кривої, м;

$2a^+$ – відстань між крайніми осями візка, м;

Q_0 – середня сила вертикального навантаження колеса направляючої колісної пари випробовуваного екіпажу.

Вимірювання обертового моменту проводяться на спеціальному стенді. Цей стенд повинен забезпечувати постійну кутову швидкість виляння рівну 1 градус/с і реєстрацію поточних змін значень моменту у функції кута повороту візка. Вимірювання необхідно проводити окремо для кожного візка при поворотах візка в обидві сторони на кут, що відповідає руху локомотива кривою з мінімальним радіусом R_{\min} . За вимогами [85] кут повороту належить обчислювати за виразом:

$$\Delta\psi^* = \frac{a^*}{R_{\min}} + \frac{0,020}{2a^+}, \text{ рад.} \quad (6.9)$$

Випробування повинне тривати від нульового кута виляння так, щоб можна було отримати замкнуту гістерезисну петлю. Кут виляння $\Delta\psi^*$ і обертовий момент M_z , необхідний для повороту візка, повинні вимірюватись і записуватись безперервно. За результатами вимірювань будуються діаграми (рис. 6.1), що представляють поворотний момент у функції кута повороту $M_z = f(\Delta\psi^*)$.

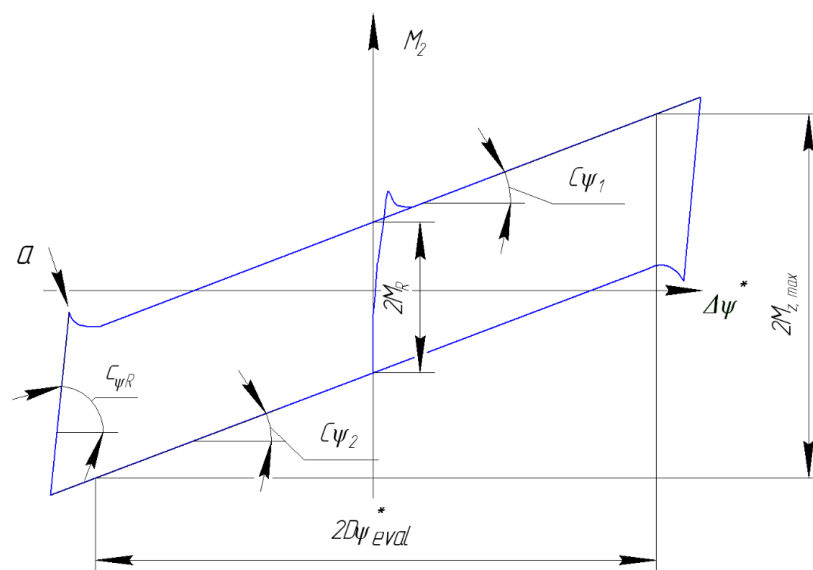


Рисунок 6.1 – Діаграма моменту сил опору повороту візка (Fig. 11 в [85])

Момент сил опору повороту $M_{z,max}$ візка відносно кузова в кривій найменшого радіусу R_{min} для певного типу екіпажа, без врахування зазору в колії, тобто

$$\Delta\psi^*_{eval} = \frac{a^*}{R_{min}} \quad (6.10)$$

Вираз (6.10) є визначальним для доказу умови безпеки проти сходження колісних пар з рейок.

Випробування на скидання з клинів проводиться з метою визначення власних частот коливань екіпажу на ресорному підвішуванні і коефіцієнтів демпфірування. При проведенні випробувань на скидання з клинів імітуються коливання підстрибування, галопування і бічної хитавиці. Для імітації коливань підстрибування під всі колеса випробовуваного екіпажа підкладають спеціальні клини. Вільні коливання галопування кузова і підстрибування візків викликаються підкладанням клинів спочатку під всі колеса одного з візків, а потім – під всі колеса другого візка. Для імітації коливань бічної хитавиці кузова і візка клини підкладають спочатку під всі колеса з одного боку, а потім – під всі колеса з іншого боку екіпажа. Накочення екіпажа, що випробовується, на клини виконують при малій швидкості (не більше як 3 км/год).

Для реєстрації власних коливань екіпажа використовують датчики прискорень, які встановлюють на кузові і візках вагона за схемами визначеними для ходових випробувань. За отриманими записами вільних коливань відповідних видів визначають власні частоти екіпажа і декременти коливань. При цьому величини частот і декрементів коливань рекомендується розраховувати за першими періодами квазіперіодичного процесу згасаючих коливань.

Як відомо, швидкість згасання вільних коливань залежить від коефіцієнта демпфірування β . Згідно з Нормами [70] значення коефіцієнта демпфірування слід вибирати за умови $\beta = (0,2 \dots 0,3) \beta_{кр}$, де $\beta_{кр}$ – критичне значення коефіцієнта

демпфірування. Величина $\beta_{кр}$ залежить від логарифмічного декременту коливань ν , який визначається наступним чином:

$$\nu = \ln \frac{z_i}{z_{i+1}} = h\tau_1 = h \frac{2\pi}{v_1} \approx h \frac{2\pi}{v}, \quad (6.11)$$

де z_i і z_{i+1} – дві сусідні амплітуди;

h – параметр демпфірування;

τ_1 і v_1 – період і кругова частота згасаючих коливань;

v – власна кругова частота.

Формулу (6.11) можна використовувати для експериментального визначення параметра демпфірування за виразом:

$$h = \nu \frac{v}{2\pi} = \nu f, \quad (6.12)$$

де f – власна лінійна частота.

Таким чином, визначивши величину h , отримуємо критичне значення коефіцієнта демпфірування: $\beta_{cr} = 2hm$, де m – маса кузова екіпажа.

Для обробки даних отриманих в ході випробувань було розроблено спеціальний програмний модуль, що приймає у якості вихідних даних бінарні файли відліків, які були отримані за допомогою ComractRIO. Розроблене програмне забезпечення дозволяє проводити попередню обробку сигналів акселерометричних датчиків, виконувати фільтрацію завад за допомогою медіанного фільтра, та розраховувати логарифмічний декремент коливань та характеристики демпфірування. Отже, періодичні випробування зі скидання з клинів дозволяють контролювати достатність степеню демпфірування коливань одиниць рухомого складу як після ремонту, так і в процесі експлуатації.

6.2.2.2 Випробування на міцність і стійкість несівних конструкцій. Ці випробування мають складатись зі статичних і динамічних випробувань, стендових випробувань на опір утомі й випробувань на співударяння.

Статичні випробування включають визначення засобами тензометрії напружень у несівних вузлах і деталях візків від навантаження кузова. Крім того, для локомотивів і моторних вагонів визначаються напруження в зазначених вузлах і в елементах тягового приводу від дії крутильного моменту тягового електродвигуна. Напруження, отримані при статичних випробуваннях, після обробки використовують як середні значення напружень циклу при перевірці розрахунків за межею витривалості або за граничним накопиченням пошкоджень вузлів і деталей візків й елементів тягового приводу.

Динамічні міцнісні випробування, як правило, проводяться під час ходових випробувань. При цьому визначається напружено-деформований стан випробовуваної конструкції в цілому, а також окремих її елементів. Реєстрацію динамічних напружень у несівних елементах конструкції екіпажу й тягового приводу здійснюють одночасно з процесами, що відображають навантаженість конструкції й динамічні показники.

Стендовими випробуваннями на опір утомі оцінюється тривала міцність несівної конструкції при заданих режимах вібраційного або ударного навантажень. Ці випробування мають визначити загальний термін служби несівної конструкції, оцінити запас міцності та позначити імовірно слабкі зони, які не були виявлені при статичних випробуваннях, та підтвердити або скоригувати дані, отримані при попередніх розрахунках. У процесі випробувань на втому досліджується циклічна довговічність конструкції при режимах динамічного навантаження, заданих програмою випробувань. Характер навантаження конструкції на стендовому обладнанні повинен якомога повніше відповідати дії експлуатаційних навантажень.

Випробуванням на втому піддаються натурні вузли й елементи конструкції екіпажних частин. До початку випробувань складові несівних конструкцій обладнуються датчиками деформації (тензорезисторами) для вимірювання

напружень у характерних зонах конструкції. Місця розміщення тензорезисторів повинні визначатись за результатами кінцево-елементного аналізу.

Перед проведенням стендових випробувань щодо опору втомі окремих складових конструкції з метою з'ясування діючого комплексу навантажень та їх характеру також рекомендується застосовувати комп'ютерне моделювання динаміки екіпажу. При налаштуванні випробувального стендового обладнання необхідно забезпечувати можливість просторових навантажень несівної конструкції за характеристиками та комбінаціями, що сформовані на підставі динамічних розрахунків. При цьому тривалість дії окремих навантажень визначається за ваговими коефіцієнтами щодо призначеного ресурсу.

Програмою випробувань рам візків повинно передбачатись повторення базової кількості циклів вертикальних і поперечних сил [170]. Вертикальні сили прикладаються до обох бокових балок конструкції та включають такі складові: статична – $F_{z1} = F_{z2}$; квазістатична – $F_{z1кв} = F_{z2кв}$; динамічна – $F_{z1д} = F_{z2д}$.

Поперечні сили прикладаються до кожної осі колісної пари і включають такі складові: квазістатична – $F_{y1кв} = F_{y2кв}$; динамічна – $F_{y1д} = F_{y2д}$.

Варіанти, за якими сили задаються в часі, представлені на рис. 6.2. Динамічні складові вертикальної і поперечної сил діють одночасно з однаковою частотою, яку встановлюють таким чином, щоб відтворити процес навантаження несівної конструкції.

Випробування дослідних зразків на опір втомі проводяться у три етапи, зі зростаючим рівнем навантаження, як це показано на рис. 6.3:

- на першому етапі задається динамічне навантаження з 6×10^6 циклів дії вертикальних та горизонтальних поперечних сил;
- другий етап навантаження складається з 2×10^6 циклів дії вертикальних та горизонтальних поперечних сил з незмінною статичною складовою як на першому етапі і збільшеною квазістатичною та динамічною складовими в 1,2 рази;
- третій етап навантаження за числом циклів повторює другий, але при рівні навантаження збільшеним у 1,4 рази.

Після перших двох етапів навантаження не повинно бути виявлено будь-яких руйнувань (тріщин). Для цього застосовуються неруйнівні методи контролю (електромагнітна дефектоскопія або контроль проникаючими речовинами – пенітрантами), що проводиться після 4×10^6 циклів та наприкінці першого і другого етапів навантаження. Поява в ході третього етапу навантажень незначних тріщин є допустимою, оскільки це явище не вимагатиме негайного ремонту в умовах експлуатації.

На підставі результатів випробувань проводяться абсолютна і порівняльна оцінки опору втомі конструкції, ефективного коефіцієнта концентрації, довговічності, живучості і несівної здатності конструкції.

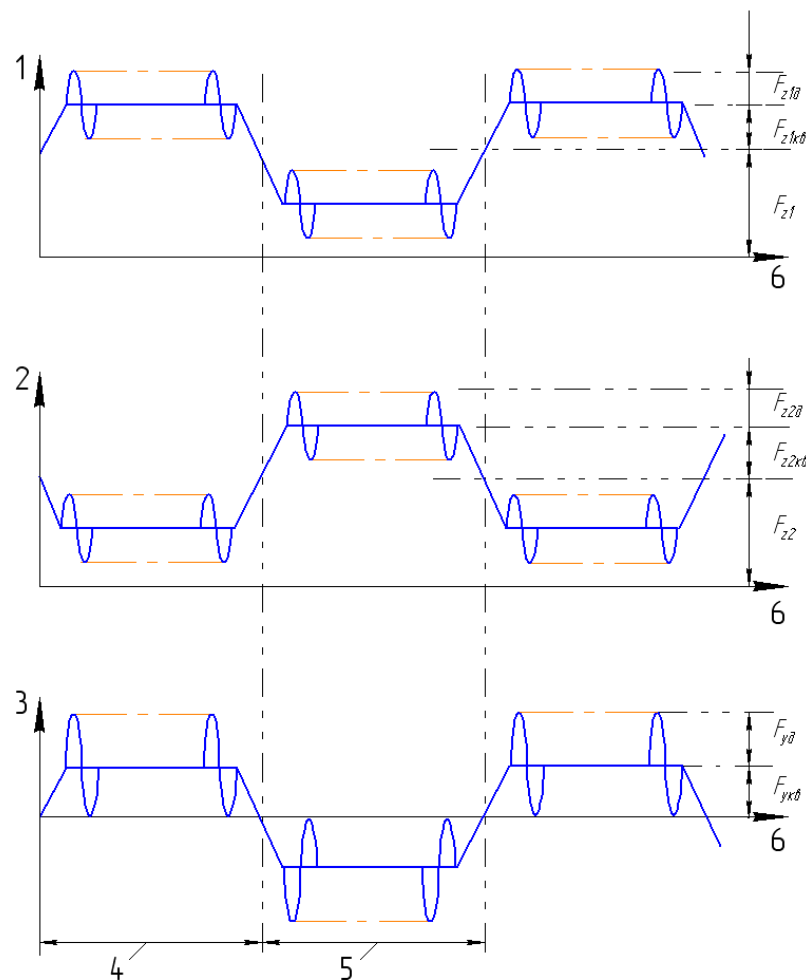


Рисунок 6.2 – Варіанти завдання навантажень (Fig. G.2 в [108]):

1 і 2 – сили, що прикладаються до бокових рам, F_{z1} і F_{z2} ; 3 – горизонтальна поперечна сила F_y ; 4 і 5 – кількість циклів, що відповідають кривим протилежної кривизни; 6 – цикли

При випробуваннях екіпажів на співударяння оцінюється напружено-деформований стан несівних елементів конструкції при дії поздовжніх сил ударного характеру. У процесі випробувань безпосередньо вимірюються сила удару в автозчеп, швидкість співударяння, динамічні напруження в несівних елементах, прискорення в певних точках екіпажної частини, хід (стиск) поглинального апарата. За результатами випробувань оцінюють міцнісні характеристики конструкції екіпажної частини за допустимим напруженням.

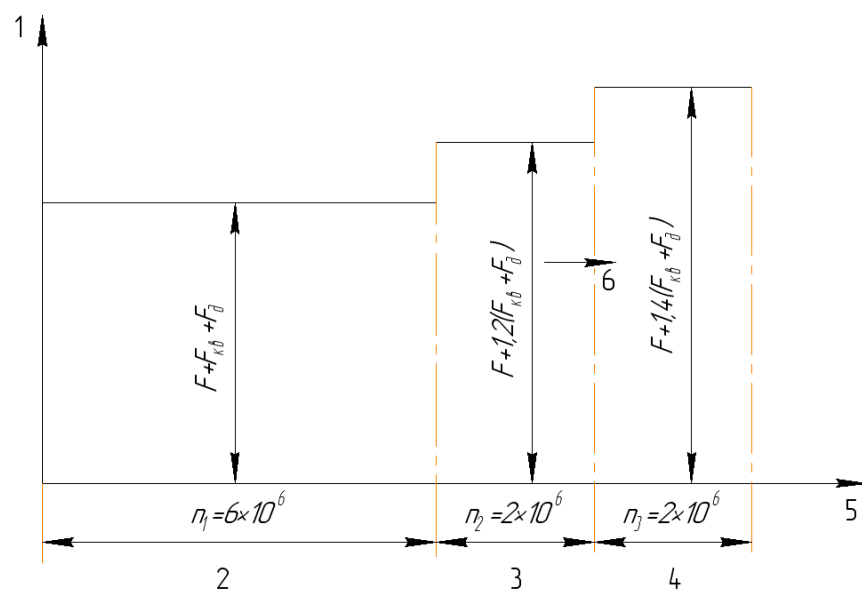


Рисунок 6.3 – Етапи навантажень (Fig. G.1 в [108]):

1 – величина сили; 2, 3, 4 – 1-й, 2-й, 3-й етапи навантажень; 5 – цикли

6.2.2.3 Ходові динамічні випробування. Ходові випробування рухомого складу на колії здійснюються з метою визначення динамічних показників екіпажів й оцінювання за ними умов безпеки руху, плавності ходу й силової дії на колію. До ходових випробувань допускаються екіпажі за умови, що їх механічні характеристики перевірені та визнані такими, що задовольняють технічним вимогам для серій цього типу та технічному завданню на розробку, а несівні конструкції мають відповідні міцнісні характеристики, що підтверджено результатами відповідних розрахунків і стендових випробувань.

З метою оцінки динамічних величин, що можуть супроводжувати рух випробовуваних одиниць рухомого складу, рекомендується на етапі підготовки до випробувань застосовувати комп'ютерне моделювання динаміки руху. За умови адекватності побудованої комп'ютерної моделі просторової динаміки досліджуваного рейкового екіпажу на підставі проведення серії розрахунків (комп'ютерного обчислювального експерименту), можуть з прийнятною точністю оцінюватись динамічні величини.

За рахунок проведення аналізу і оцінки отриманих шляхом моделювання динамічних величин обчислюється критична швидкість екіпажу, визначаються динамічні показники, які не піддаються безпосередньому вимірюванню, скорочуючи тим самим загальний обсяг випробувань, виконується прогнозування зносу поверхонь кочення коліс під час експлуатації.

Модель транспортного засобу повинна бути адекватним відображенням всіх особливостей реального об'єкту, які впливають на динамічну характеристику. Для цього мають використовуватись дані стаціонарних випробувань стосовно поколісного зважування, визначення моменту сил опору повороту візків відносно кузова (в плані), скидання з клинів.

Ходові випробування проводяться на експериментальних полігонах або на спеціально виділених експлуатаційних ділянках колії. Ці ділянки повинні бути статистично представницькими за конструкцією та станом, планом і профілем. Ходові випробування необхідно проводити при двох станах профілів поверхонь кочення коліс – новому (незношеному) і спрацьованому в процесі експлуатації. Для профілів поверхонь кочення коліс випробовуваного зразка й фактичних профілів робочих поверхонь рейок дослідних ділянок колії мають бути розраховані значення еквівалентної конусності.

Рекомендується випробування проводити в два етапи:

- перший етап випробувань проводять на експлуатаційній ділянці протяжністю 60 – 80 км. При цьому здійснюють вимірювання всіх процесів, передбачених програмою випробувань;

- другий етап випробувань проводять на експлуатаційній ділянці

протяжністю не менше 200 км різного технічного стану (на колії задовільного, доброго і відмінного утримання).

Вимірювання проводяться на прямих і в кривих, а також на стрілочних переводах. Реєстрацію динамічних процесів при ходових випробуваннях ШРС з конструкційними швидкостями $v_k = 160 - 200$ км/год здійснюють з швидкості від 80 км/год до швидкості не більше $1,1 v_k$ з інтервалами 10-15 км/год. У кожному інтервалі швидкостей руху тривалість реалізацій динамічних процесів, які використовуються для оцінки екіпажної частини за нормативними показниками, має бути не менше трьох хвилин окремо для прямих і кривих.

При ходових випробуваннях обов'язковим вимірюванням підлягають наступні величини: динамічні бокові сили, що діють на буксові вузли колісних пар (буксові сили); прогини ресорного підвішування та взаємні переміщення складових частин конструкції екіпажа; вертикальні та горизонтальні поперечні прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів; сили контактної взаємодії коліс і рейок.

За необхідності додатково вимірюються динамічні сили, що діють на досліджувані вузли та несівні елементи конструкції.

У разі випробувань модифікованого екіпажу або коли змінюються умови експлуатації, рекомендується спрощена процедура ходових випробувань, за якою передбачається два способи оцінки умов безпеки руху:

а) визначення сумарної бокової буксової сили (на колісну пару) H , граничне значення якої становить: $H_{\max, \lim} = 0,9(10 + 2Q_0/3)$, кН;

б) вимірювання горизонтальних поперечних прискорень рами візка \ddot{y}^+ і горизонтальних поперечних та вертикальних прискорень кузова \ddot{y}^*_s , \ddot{z}^*_s . Граничне значення прискорення \ddot{y}^+ приймається у відповідності до [85]. Граничне значення для максимальних прискорень кузова \ddot{y}^*_{\max} і \ddot{z}^*_{\max} приймається рівним 3 м/с^2 .

Динамічні бокові сили, що діють на буксові вузли, визначають за допомогою засобів тензометрії. При цьому тензометри розміщуються на

елементах візка, що навантажуються лише буксовими силами.

Вертикальні та горизонтальні прогини ресорного підвішування, що відповідають переміщенням рами візки відносно букси і кузова, вимірюються за допомогою датчиків переміщень, які встановлюють в зонах розміщення ресорних комплектів.

Жорсткості елементів ресорного підвішування, що використовуються для визначення динамічних навантажень, можуть бути прийняті з розрахунків, виконаних розробником.

Для перевірки і підтвердження розрахункових значень жорсткості ресорного підвішування і їх елементів попередньо визначають залежності між величинами навантажень і переміщеннями, що виникають в елементах ресорного підвішування при дії цих навантажень. При цьому одночасно уточнюють фактичні значення коефіцієнтів конструктивного запасу шляхом фіксації величини навантаження і початку зіткнення витків пружин.

Кути повороту в плані візків відносно кузова (кути виляння) вимірюються за допомогою датчиків переміщень, які встановлюють між рамами візків і кузова.

Прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів визначають за допомогою датчиків прискорень. Вертикальні і горизонтальні (поперечні) прискорення кузова вимірюються датчиками прискорень, які встановлюються безпосередньо на підлозі в шворневих перерізах і в середній частині кузова.

Сили контактної взаємодії з рейками коліс екіпажів з конструкційними швидкостями, що перевищують 160 км/год, повинні визначатися шляхом безпосереднього вимірювання цих сил для встановлення достовірних даних щодо стійкості швидкісного рухомого складу в рейковій колії. Новітні розробки систем безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок засновані на використанні технологій, які дозволяють обладнання колісних пар довільної конфігурації без втручання в конструкцію з використанням бездротової передачі сигналів від тензометричних схем [109, 110].

Як відзначено вище, оцінка динамічних показників безпеки руху швидкісного рухомого складу залізниць має передбачати визначення сил

взаємодії коліс і рейок засобами безпосереднього їх вимірювання. Чинними методиками натурних випробувань рухомого складу на залізницях колії 1520 мм передбачається визначення показників безпеки руху за силами, що діють з боку рамних конструкцій ходових частин на колісні пари, так звані рамні сили [70]. Крім того, що рамні сили не дають безпосередньої картини силової взаємодії коліс з рейками, при проведенні ходових випробувань рухомого складу використовуються схеми, достовірність даних, отримуваних за їхньою допомогою, піддається сумніву. Тому необхідні науково обґрунтовані технічні пропозиції щодо безпосередніх вимірювань сил взаємодії коліс і рейок для визначення дійсного запасу стійкості колісних пар від сходу з рейок. Такий підхід має забезпечити підвищення рівня безпеки руху поїздів та збільшити ефективність прогнозованих оцінок щодо динамічних показників рухомого складу, що загалом поліпшить умови для попередження транспортних подій, пов'язаних зі сходами колісних пар з рейок.

Для визначення динамічних властивостей рейкових екіпажів та оцінки умов їх безпечної експлуатації найбільш ефективним є застосування вимірювальних колісних пар, тобто колісних пар, обладнаних пристроями для безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок [111]. За цим способом сили взаємодії колеса з рейкою вимірюються за допомогою тензорезисторів, встановлених на елементах колісної пари і об'єднаних у відповідні тензометричні схеми.

Використання вимірювальних колісних пар дає ряд переваг. Такий інструментарій забезпечує пряме вимірювання миттєвих значень контактних сил в системі колесо-рейка. Безпосереднє вимірювання протиставляється непрямому або приблизному, що передбачає визначення сил взаємодії коліс з рейками через деформації несівних конструкцій ходових частин (Додаток А).

7 ДИНАМІКА І МІЦНІСТЬ ВАГОНІВ-ПЛАТФОРМ ДЛЯ ІНТЕРМОДАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Виходячи з негативної техніко-економічної ситуації, що склалась в галузі залізничного транспорту, можна стверджувати, що перспективи підвищення конкурентоспроможності залізниць на ринку транспортних послуг мають бути пов'язані з технічним переозброєнням залізниць на основі впровадження прогресивних перевізних технологій, перш за все призначених для перевезень вантажів за змішаними схемами [112]. До таких технологій відносяться контрейлерні та контейнерні перевезення. Ці технології можуть бути успішно реалізовані за умов удосконалення нормативно-правової бази та тарифної політики, забезпечення модернізації рухомого складу і термінально-складського господарства, створення сприятливих умов для залучення інвестицій.

7.1 Техніко-технологічне забезпечення інтермодальних перевезень

За останні роки в країнах Центральної і Східної Європи різко зріс обсяг вантажних перевезень автомобільним транспортом. В результаті цього, не дивлячись на технологічні зміни в галузі автотранспортної техніки, передбачається збільшення емісії вихлопних газів і шумового забруднення. При цьому на навколишньому середовищі найнесприятливішим чином відібується зростання завантаженості автодорожньої мережі і збільшення кількості дорожньо-транспортних подій.

У ситуації, яка склалась, більш стійкий розвиток транспортного комплексу можливий за умови належного використання усіх видів транспорту і наявності розвиненої мережі транспортних сполучень і терміналів, що дозволяють перевезення вантажів комбінованим способом, тобто за змішаними автомобільно-залізничними схемами. Комбіновані перевезення привносять на транспортний ринок нову логістичну концепцію, яка в цілому сприяє розвитку транспортного комплексу.

Інтермодальні перевезення можуть бути успішно реалізовані на залізницях України за умов удосконалення нормативно-правової бази та тарифної політики, забезпечення поповнення вагонного парку рухомим складом нового покоління і модернізації термінально-складського господарства, створення сприятливих умов для залучення інвестицій.

7.1.1 Загальні відомості

Аналіз тенденцій розвитку прогресивних технологій транспортування вантажів свідчить, що у світовій практиці перевага все більше віддається саме комбінованим перевезенням [113-115]. Сутність технології комбінованих перевезень полягає в інтегруванні в єдину транспортну систему спеціалізованих засобів автомобільного та залізничного транспорту. Роль змішаних перевезень на європейському транспортному ринку по окремих країнах і визначених напрямках залежить від багатьох чинників.

Створенню потужної системи комбінованих перевезень міжнародними транспортними коридорами в умовах надмірної вантажонапруженості європейської автодорожньої мережі сприятимуть такі фундаментальні переваги, властиві залізничному транспорту, як безпека, надійність і можливість планування перевезень. Точність у дотриманні термінів доставки вантажів – основа сучасної логістичної концепції, яка припускає високу ефективність планування транспортних ланцюгів, що особливо важливо в системі комбінованих перевезень.

Повернення втрачених залізничним транспортом вантажів, що перевозяться в контейнерах на платформах, реально можливе за схемою, яка полягає в знятті конкурентних відносин з автоперевізниками і переході на відносини співпраці, які дозволять на взаємовигідних умовах і практично без втрат доходу спільно освоювати наявний об'єм перевезень. Зробити це дозволяє саме технологія комбінованих перевезень, в яких на рівних правах беруть участь два незалежні перевізники, причому один з них є споживачем послуги іншого.

З урахуванням нинішнього об'єму перевезень вантажів автомобільним транспортом і протяжності автодорожньої мережі немає підстав вважати, що у деяких секторах вантажних перевезень автомобільний транспорт буде замінено залізничним. Оскільки велика частина пунктів відправлення і призначення доступна лише для автотранспорту, прийом вантажу і його кінцева доставка здійснюватиметься автошляхами. Таким чином, транспортування на початковому і кінцевому етапах перевезення залишиться прерогативою автомобільного транспорту.

У європейській практиці інтермодальних перевезень контрейлерні перевезення переважно здійснюються за технологією RoLa (Rollende Landstraße – «рухома дорога»), коли автопоїзди завантажуються на залізничний поїзд самозаїздом або встановлюються на спеціальні вагони з допомогою підйомної техніки.

Україна має унікальний досвід контрейлерних перевезень. У 90-х роках об'єднаними зусиллями залізничних наукових центрів і вагонобудівних підприємств були реалізовані проекти, завдяки яким було сформовано парк спеціалізованих вагонів власності Центру транспортного сервісу «Ліски». Тоді ж вперше була проведена серія дослідно-презентаційних рейсів за маршрутами Дніпропетровськ–Чоп–Захонь (Угорщина)–Київ і Луганськ–Ковель–Славкув (Польща).

У цих поїздках були випробувані нові способи розміщення та кріплення автопоїздів на платформах, за якими в рамках ОСЖД за ініціативою української сторони були розроблені спеціальні правила. У подальшому, завдяки реалізації науково-технічних проектів, з цих вагонів формувалися поїзди комбінованого транспорту «Ярослав» і «Вікінг».

Останнім часом все більшого розвитку отримують перевезення напівпричепів окремо від тягачів. За економічними оцінками ця система має безперечні переваги у порівнянні з перевезеннями за технологією RoLa. У системі контрейлерних перевезень без супроводу використовуються спеціалізовані вагони

різних видів, зокрема так звані покет-вагони. Ці вагони мають можливість перевозити як напівпричепи, так і контейнери.

При виборі показників економічної оцінки ефективності комбінованих перевезень технічні засоби і технологія перевезень відносяться до одних з основних критеріїв. Крім того, необхідно враховувати сукупність економічної зацікавленості учасників перевезень. Так, залізничний транспорт за допомогою комбінованих перевезень прагне залучити додаткові обсяги перевезень. Натомість автоперевізники бажають прискорити оборот свого рухомого складу і знизити експлуатаційні витрати. Мета транспортно-експедиційних фірм полягає у підвищенні якості обслуговування вантажовласників за рахунок скорочення термінів доставки вантажів «від дверей до дверей», зниження загальної вартості перевезень. В свою чергу держава намагається зменшити негативний вплив автотранспорту на навколишнє середовище й завантаженість автомагістралей.

При вирішенні питань щодо розбудови системи комбінованих перевезень на визначеному напрямку постає питання вибору раціонального способу транспортування напівпричепів. При цьому розглядаються три способи транспортування напівпричепів:

- перевезення вагоном з кишенею;
- перевезення вагоном з пониженою підлогою;
- перевезення бімодальним засобом.

При співставленні способів перевезень напівпричепів суттєву вагу мають критерії часу і вартості перевезень. Крім того, не менш важливим є вплив того чи іншого способу перевезень на навколишнє середовище.

Час перевезень залежить від наступних показників: максимально допустима швидкість перевезень залізницею; вплив інфраструктури на обмеження швидкості руху; час навантаження-розвантаження; чутливість підсистеми до скорочення часу під впливом організаційних дій.

На вартість перевезень впливають наступні чинники: ціна закупівлі вагона; вартість утримання вагона; витрати на облаштування терміналу; вартість перевантажень; витрати на утримання обслуговуючого персоналу.

Крім того, до суттєвих чинників відносяться такі характеристики, як багатофункційність підсистеми, співвідношення нетто/брутто, площа під термінал, річний пробіг у завантаженому стані, вплив на навколишнє середовище.

Важливим питанням організації контрейлерних перевезень є вибір локалізації терміналів у визначеному регіоні. Дані для відповідного аналізу складають:

- набір варіантів залізничних ліній r_i ($i = 1, 2, \dots, n$), якими сполучаються термінал відправлення T_B і термінал отримання T_O ;

- набір автомобільних трас s_{ij} від пункту відправлення до терміналу T_B і d_{iz} від терміналу T_O до місця призначення.

Маршрут перевезень для кожної з підсистем f характеризується так званим показником загальних витрат p_{ijz} , який визначається за виразом

$$p_{ijz} = \frac{\frac{\delta \cdot k_{ijz}^{(f)}}{k^{(a)}} + \frac{\tau \cdot t_{ijz}^{(f)}}{t^{(a)}} + \frac{\lambda \cdot e_{ijz}^{(f)}}{e^{(a)}}}{\delta + \tau + \lambda}, \quad (7.1)$$

де δ - ваговий коефіцієнт коштів;

τ - ваговий коефіцієнт часу;

λ - ваговий коефіцієнт впливу на навколишнє середовище;

$k^{(f)}$ - кошти на перевезення підсистемою f ;

$t^{(f)}$ - час перевезень підсистемою f ;

$e^{(f)}$ - показник впливу підсистеми f на навколишнє середовище;

$k^{(a)}$ - кошти за пряме перевезення автотранспортом;

$t^{(a)}$ - час перевезень автотранспортом;

$e^{(a)}$ - втрати, які викликаються деградацією навколишнього середовища під впливом автотранспорту.

Показник p_{ijz} відображає відношення сукупних витрат при застосуванні певної підсистеми комбінованих перевезень до витрат при прямих перевезеннях автотранспортом. Очевидно, що чим менше значення цього показника, тим

вигідніше дана траса, але за умови, що кількість напівпричепів на всіх трасах, що розглядаються, однакова.

7.1.2 Перспективи розвитку комбінованого транспорту

До об'єктивних чинників сприяння прискореному розвитку комбінованого транспорту України відносяться наступні обставини: з'єднання переваг двох домінуючих видів транспорту – маневреності, оперативності та швидкості автомобільного транспорту і великої продуктивності, всепогодності і безпеки залізничного; значне зниження забруднення навколишнього середовища; зменшення витрат палива і скорочення пробігу автотранспортних засобів, тобто заощадження ресурсу; збереження автомобільних доріг від руйнування; зниження вірогідності дорожньо-транспортних пригод; скорочення часу простою автопоїздів в чергах на прикордонних автомобільних переходах.

Стимулюванню розвитку комбінованого транспорту має сприяти реалізація низки заходів, зокрема, створення директивних основ і рівних можливостей для справедливої конкуренції між усіма видами транспорту, забезпечення розвитку технічних засобів, створення мережі центрів інтермодальних перевезень. Для розвитку міжнародних комбінованих перевезень важливим чинником є максимальне спрощення процедур проходження кордонів.

Повернення втрачених залізничним транспортом вантажів, які перевозилися раніше в контейнерах на платформах, реально можливо за схемою, що полягає у знятті конкурентних стосунків з автоперевізниками і переході на відносини співробітництва. Такий підхід дасть змогу на взаємовигідних засадах і практично без втрат прибутку спільно освоювати наявні обсяги перевезень. Здійснити це надає можливість технологія комбінованих перевезень, у яких на рівних правах беруть участь два незалежних перевізники, при цьому один із них є споживачем послуг іншого.

З урахуванням нинішнього обсягу перевезень вантажів автомобільним транспортом і протяжності автодорожньої мережі немає причин думати, що у вантажних перевезеннях автомобільний транспорт буде замінено залізничним і

водяним. Оскільки велика частина пунктів відправлення і призначення доступна лише для автотранспорту, приймання вантажу і його кінцева доставка буде здійснюватися, як правило, автошляхами. Таким чином, транспортування на початковому і кінцевому етапах перевезення залишиться прерогативою автомобільного транспорту.

Сектор перевезень у змішаному автомобільно-залізничному сполученнях нарощує обсяги завдяки концентрації транспортних потоків на напрямках, які пов'язують економічні центри. Очевидно, що конкурентоспроможність комбінованого транспорту буде підвищуватися зі збільшенням відстані перевезень, розширенням їхніх обсягів і поліпшенням збалансованості цих обсягів. Очевидно, що при використанні дійових заходів комбінований транспорт буде ефективно функціонувати також у ході перевезень на середні відстані (250...500 км). Підвищенню якості й ефективності комбінованих перевезень сприятимуть також поточна інформація і методи зв'язку.

Для стимулювання розвитку комбінованого транспорту необхідно реалізувати у рамках довгострокової програми низки заходів, у тому числі:

- створити директивні основи та рівні можливості для справедливої конкуренції між усіма видами транспорту;
- забезпечити розвиток технічних засобів й інфраструктури, включаючи створення центрів інтермодальних перевезень;
- розробити основи транспортної політики держави стосовно комбінованого транспорту (правове регулювання, тарифи, інформація).

Для розвитку міжнародних комбінованих перевезень важливим чинником є максимальне спрощення процедур проходження державних кордонів.

Обговорюючи перспективи розвитку комбінованих перевезень, важливо відзначити, що нові перевізні технології мають бути спроможними залучати додаткові обсяги експортно-імпортних і транзитних перевезень, а також частину вантажів з автомобільного транспорту у внутрішньому і міжнародному сполученнях. Ці технології повинні відповідати міжнародним стандартам, головними критеріями яких є: швидкість проходження маршруту – не менше 1000

км за добу, точність виконання графіка проходження і схоронність вантажу. Збільшення швидкості руху і частоти комбінованих перевезень нарівні з наданням комплексних високоякісних наборів послуг за привабливими цінами сприяє зменшенню переваг прямих автомобільних перевезень багатьма міжнародними транспортними коридорами.

Комбіновані залізнично-автомобільні перевезення у 4 рази ефективніші за енергетичними витратами ніж прямі автомобільні. Вони мають також переваги з погляду на безпеку руху і дозволяють зменшити завантаження автомобільних трас. За підрахунками американських фахівців один поїзд в системі комбінованих перевезень звільнює автотраси від 280 вантажних автомобілів. Водночас це означає підвищення продуктивності праці у масштабах всієї транспортної галузі, оскільки два члени локомотивної бригади виконують той же обсяг перевезень, що й 280 водіїв вантажних автомобілів.

Ефективність комбінованих перевезень залежить від якості реалізації найслабших елементів, до яких належать ділянка, на якій здійснюється перевезення залізничним транспортом, а також операції на терміналах. Для успішної конкуренції з автомобільними перевезеннями «від дверей до дверей» загальний ланцюг комбінованих перевезень, починаючи від прийняття вантажу і закінчуючи його доставкою, повинен бути ефективно організованим і дієвим. Інакше комбінований транспорт не матиме доступу до перспективних ринків перевезень, і його роль буде зводитися винятково до звичайних операцій з перевезень основних видів сировини або напівфабрикатів. Встановлення конкурентоспроможних цін з огляду на високі витрати є головною проблемою в розвитку комбінованого транспорту.

Комбіновані перевезення мають комплексний характер. Специфіка комбінованого транспорту така, що в процесі здійснення більшої частини перевезення вантажовідправник практично не може якимось впливати на його хід. Тому він звертається до таких послуг лише тоді, коли впевнений, що, наприклад, залізничний елемент перевезення та необхідні операції перевалювання вантажу

будуть реалізовані ефективно, і витрати на них будуть порівнювані з витратами на суто автомобільні перевезення.

Впровадження системи комбінованих перевезень припускає наявність технічно оснащених залізничних ліній і автомобільних доріг, рухомого складу, термінального господарства. Крім того, для здійснення комбінованих перевезень необхідні спеціалізовані транспортно-експедиційні організації, система вільних тарифів і правила перевезень, які визначають права й обов'язки учасників перевезень.

Успішне здійснення комбінованих перевезень безпосередньо залежить від ефективного функціонування мережі їхнього матеріально-технічного забезпечення. Тут особливої ваги набуває створення логістичних центрів інтермодальних перевезень (ЦПП). У ЦПП повинні бути представлені підприємства різного профілю (транспортні оператори, вантажовідправники, фірми із забезпечення збереження вантажу на складі, компанії з матеріально-технічного обслуговування), а також зацікавлені адміністративні органи (митниця, ветеринарні і фітосанітарні служби, а також служби безпеки і контролю). Основним елементом таких центрів стануть термінали комбінованих перевезень, які забезпечують ефективні операції з перевалювання вантажу.

Через злиття і концентрацію в ЦПП потоків транспортних засобів, які здійснюють перевезення на великі відстані, принадність комбінованих перевезень зростає, і початково-кінцеві перевезення, які дорого коштують, будуть зведені до мінімуму. У такий спосіб вдасться більш раціонально використовувати наявний потенціал і в цілому підвищити конкурентоспроможність комбінованого транспорту.

Створенню життєздатної системи комбінованих перевезень міжнародними транспортними коридорами в умовах надмірної вантажонапруженості європейської автодорожньої мережі сприятимуть фундаментальні чинники переваги залізничного транспорту: безпека, надійність і можливість планування перевезень. Точність дотримання термінів доставляння вантажів – основа сучасної логістичної концепції, яка припускає можливість і високу надійність

планування транспортних ланцюгів, що надто важливо в системі комбінованих перевезень. При цьому аспект охорони навколишнього середовища не розглядається як вирішальний. Хоча залізничний транспорт поряд із внутрішнім водяним транспортом вважається найбільш екологічним, нині важко дати об'єктивну народногосподарську оцінку цього чинника.

Дотримання графікового часу, надійність транспортування, практично повна незалежність від атмосферних впливів гарантуються власними системними властивостями залізничного транспорту. Досвід експлуатації маршрутних контейнерних поїздів доводить високу потенційну конкурентоспроможність комбінованих перевезень завдяки зазначеним якостям залізничної складової.

Вибір тієї чи іншої технології комбінованих перевезень залежить від багатьох чинників. Серед критеріїв, які пропонуються для раціонального вирішення завдання вибору, найбільшу вагу мають ті, що пов'язані з інфраструктурою. Це стає зрозумілим з урахуванням факту, що найбільших інвестицій потребує розвиток інфраструктури і рухомого складу.

З позицій забезпечення високого рівня експлуатаційної безпеки особливої уваги потребують спеціалізовані вагони, зокрема призначені для перевезень небезпечних і коштовних вантажів. З огляду на це значної актуальності набувають дослідження динамічних показників безпеки руху спеціалізованого рухомого складу для комбінованих і безперевантажувальних перевезень вантажів.

7.1.3 Оцінка стійкості в рейковій колії вагонів для швидкісних контейнерних перевезень

Оцінювання динамічних якостей вагонів доцільно проводити з застосуванням технологій імітаційного моделювання, що забезпечує визначення динамічних показників в усьому спектрі експлуатаційних умов. При вирішенні завдання дослідження шляхом комп'ютерного моделювання в якості прототипу вагона для контейнерних перевезень прийнято вагон-платформу моделі 13-7024 вантажопідйомністю 71,2 т і масою 22,8 т. Розглянуто два варіанти обладнання вагона-платформи ходовими частинами – трьохелементними візками з

центрального ресорного підвішування і візками, які за конструкцією подібні до візків типу Y25.

Конструкційна особливість візків типу Y25 полягає у системі буксового ресорного підвішування, яке складається з комплектів різновисоких дворядних пружин і фрикційних гасителів коливань типу Lenoir. Силова характеристика ресорного підвішування візка відбиває білінійність залежності «сила-прогин», а саме при прогинах нижчих за $\delta_0 = 0,03$ м жорсткість підвішування забезпечують зовнішні пружини, а після вичерпання прогину δ_0 жорсткість підвішування збільшується за рахунок навантаження внутрішніх пружин.

7.1.3.1 Динамічні моделі вагонів-платформ. Для визначення динамічних показників вагона-платформи на візках з центральним ресорним підвішуванням використано побудовану раніше математичну модель динаміки руху вагона на візках типу моделі 18-100.

Модель динаміки вагона-платформи на візках з буксовим ресорним підвішуванням побудована з використанням підходу системи зв'язаних твердих тіл, у відповідності до якого об'єкт дослідження, а саме, механічна частина вагона, представлена набором твердих тіл, з'єднаних за допомогою шарнірних і силових елементів. Структура дерева підсистем моделі динаміки цього вагона показана на рис. 7.1.

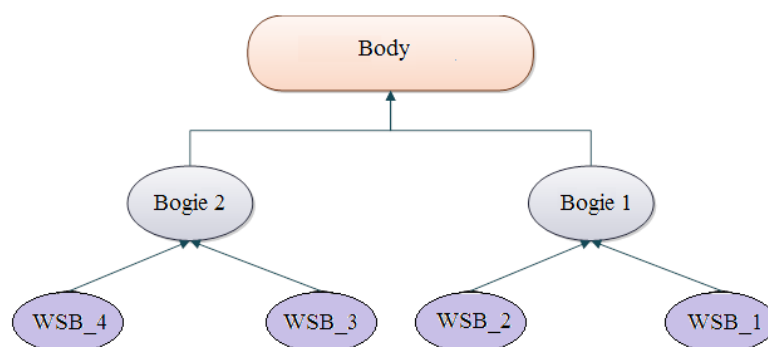


Рисунок 7.1 – Структура дерева підсистем моделі динаміки руху вагона-платформи

Основні інерційні, геометричні та пружно-дисипативні характеристики розроблюваної моделі задані за допомогою ідентифікаторів, забезпечуючи можливість їх змінювання під час проведення обчислювального експерименту й визначення раціональних параметрів конструкції. Для візуалізації динамічних процесів в розроблювану модель імпортовані 3D-моделі окремих елементів вагона, зокрема, кузова платформи, рами візка нового типу, корпусів букс, які побудовані за допомогою пакету Solid Works [116]. Побудована таким чином підсистема візка містить 17 тіл і 17 шарнірів, має 50 ступенів вільності та включає 49 силових елементів. Графічний вигляд підсистеми візка «Bogie_1» вагона для швидкісних комбінованих перевезень показано на рис. 7.2.

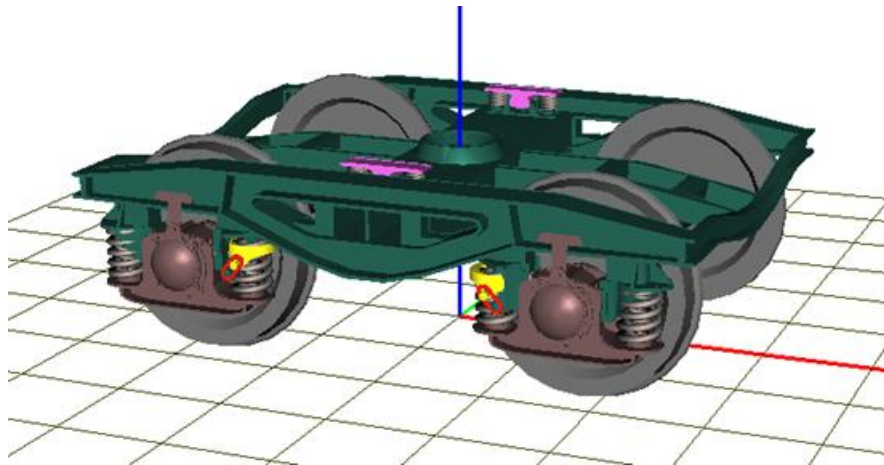


Рисунок 7.2 – Графічний вигляд підсистеми візка «Bogie_1»

Повна модель динаміки руху вагона-платформи містить дві підсистеми «Bogie_1» і «Bogie_2» та одне тверде тіло «Body», яке представляє раму вагона-платформи. Побудована комп'ютерна модель динаміки руху досліджуваного вагона включає 31 тверде тіло з 106 степенями вільності та 90 силових елементів, серед яких 24 біполярні, 32 узагальнені лінійні, 34 контактні і 4 комбінованого тертя.

7.1.3.2 Результати дослідження стійкості вагонів-платформ від сходження з рейок. Експлуатаційні режими вантажних вагонів пов'язані з рухом в порожньому й навантаженому станах з різними швидкостями на ділянках колії, що різняться за планом, профілем і станом утримання. Через значну кількість

умов експлуатації за всіма можливими сполученнями параметрів при формуванні плану обчислювального експерименту доцільно дотримуватись принципу необхідної достатності, вибираючи відповідні інтервали дискретизації щодо параметрів, зокрема, швидкості руху, радіусів кривих тощо.

Сукупність розрахункових варіантів загальною кількістю M_{var} утворюють так званий комп'ютерний експеримент, перед проведенням якого складено план, що встановлює відповідність між розрахунковими варіантами й параметрами руху вагона. При складанні плану експерименту до уваги прийняті такі міркування. Динамічні показники оцінюються за умовами руху вагона в колії з рейками Р65 в прямих зі швидкостями руху V в діапазоні від 20 до 160 км/год з кроком 10 км/год. Відступи від норм устрою та утримання лежать в границях, встановлених інструкцією ЦП 0269, відповідаючи задовільному стану колії.

На підставі результатів моделювання проведено порівняльну оцінку динамічних показників вагона-платформи на швидкісних візках і вагона-платформи на візках стандартного типу, тобто моделі 18-100. Оскільки за результатами численних досліджень і розслідувань транспортних подій виходить, що порожні вагони все частіше стають причиною аварійних ситуацій, тому швидкості руху поїздів, складених з порожніх вагонів, та поїздів, до складу яких входять порожні вагони, вимагають певних обмежень. Виходячи з визначальності для оцінки безпеки руху поїздів вантажних вагонів у порожньому стані, головну увагу приділено динамічним характеристикам порожніх вагонів-платформ. Зіставлення динамічних показників безпеки руху, а саме коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок, виконано шляхом обчислення найменших значень.

Отримані за розрахунками графіки залежностей мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок для вагонів-платформ з буксовим і центральним ресорним підвішуванням, $\text{min}kz^H$ і $\text{min}kz^S$ відповідно, показано на рис. 7.3.

Як видно з розрахункових даних, значення $\text{min}kz^H$ перевищують граничне значення при швидкостях руху до 160 км/год, тоді як значення $\text{min}kz^S$ стають

меншими за граничне значення вже при швидкості руху $V = 110$ км/год. Збільшення швидкості руху призводить до подальшого зменшення значень \overline{minkz}^S .

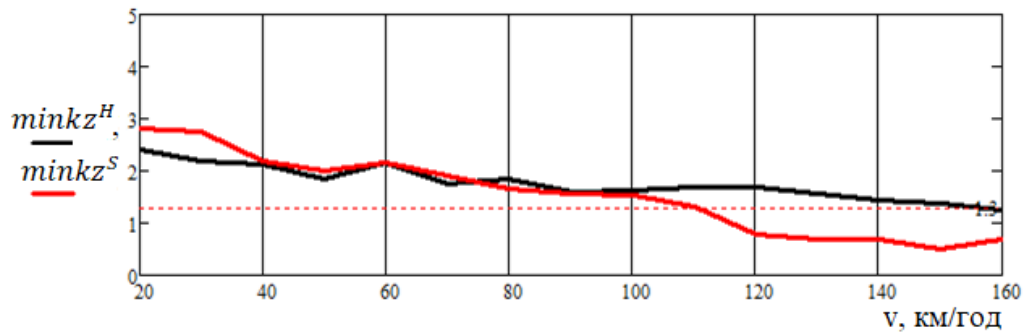


Рисунок 7.3 – Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок

Результати оцінки схильності порожніх вагонів обох типів до сходження за відповідними стандартами ЄС представлені залежностями від швидкості руху максимальних значень показників Надаля \overline{maxkN}^H і \overline{maxkN}^S , наведеними на рис. 7.4. Граничне значення цих показників встановлено рівним 0,8. Як видно з даних, наведених на рис. 7.4, максимальні значення показників \overline{minkN}^H дещо перевищують відповідне граничне значення при швидкості руху $V = 160$ км/год, тобто при швидкості руху $V \leq 150$ км/год умови безпеки руху вагона за цим показником задовольняються. Найбільше значення показників \overline{maxkN}^S досягає граничного значення вже при $V = 110$ км/год.

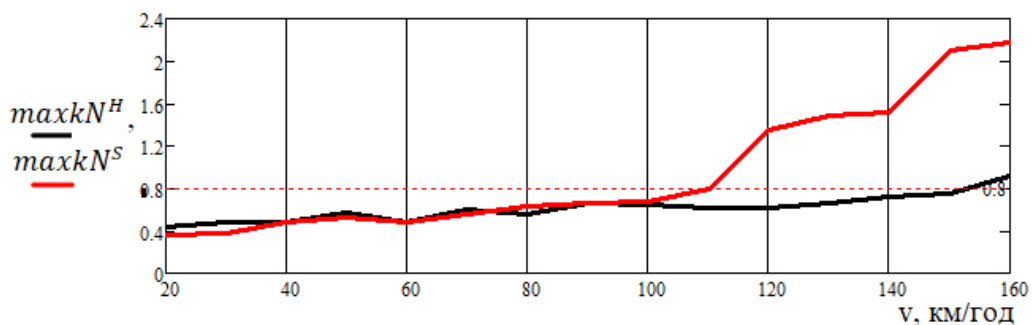


Рисунок 7.4 – Максимальні значення показників Надаля

Отже отримані показники безпеки руху як за нормами, що діють на залізницях колії 1520 мм, так і за стандартами ЄС, узгоджуються між собою за висновком щодо допустимих швидкостей руху розглянутих вагонів-платформ у порожньому стані.

7.2 Експериментальне дослідження міцності несівної конструкції вагона-платформи при наднормованих режимах

7.2.1 Експериментальне дослідження міцності несівної конструкції вагона-платформи при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами

Для оцінки міцності несівної конструкції вагона-платформи при маневровому співударянні проведено натурні випробування у відповідності до розробленої «Програми та методики випробувань». Метою випробувань є визначення максимальних еквівалентних напружень несучої конструкції платформи при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами.

Об'єктом випробувань є вагон-платформа моделі 13-401-17 з урахуванням модернізації шляхом встановлення на раму фітингових упорів (рис. 7.5). Під час випробувань вагон-платформа був завантажений рулонною сталлю.

При цьому технічний стан вагона діагностовано як справний [145]. Встановлено, що геометричні параметри основних несівних елементів рами знаходяться в допустимих межах. Вимірювання їх проводилося з використанням електронного штангенциркуля та лазерного дальноміра.

Для визначення максимальних еквівалентних напружень в несівній конструкції платформи використано метод тензометрії [109]. Дослідження проводилися фахівцями Центру діагностики споруд транспортного призначення, які мають сертифікати на проведення відповідних випробувань та вимірювальну апаратуру. У проведенні випробувань приймали участь співробітники кафедри вагонів УкрДУЗТ.



Рисунок 7.5 – Вагон -платформа моделі 13-401-17

Схема розміщення тензорезисторів на несівних елементах наведена на рис. 7.6. Місця установки тензорезисторів визначені на підставі полів розподілення напружень, які отримані за допомогою МСЕ.

Для визначення сили удару автозчеп обладнувався тензорезисторами за відповідною схемою. Прискорення вимірювались акселерометрами.

Випробування на міцність несівних конструкцій платформи проводилися в динамічному режимі зі зміною швидкостей співударяння у відповідних інтервалах та умовах, зазначених у нормативних документах, наприклад, [48].

На першому етапі випробування визначені максимальні еквівалентні напруження в несівній конструкції платформи при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами. Платформа встановлювалась на горизонтальній ділянці залізничної колії в підгірковій зоні (рис. 7.7).

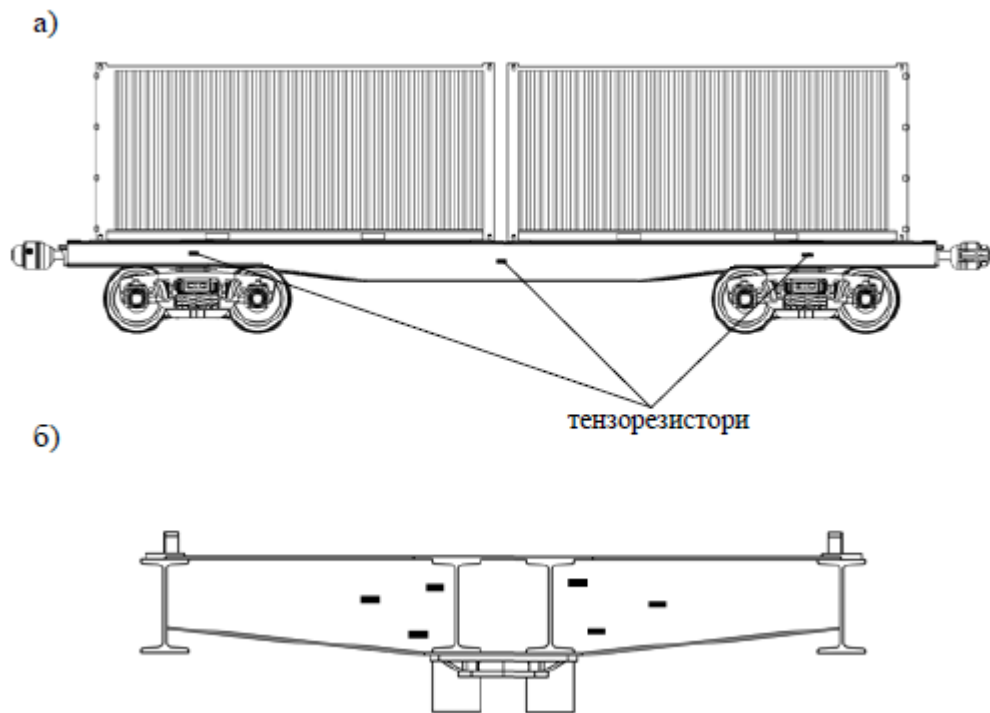


Рисунок 7.6 – Схема розміщення тензорезисторів на несівній конструкції ВПФ
а) на основній повздовжній балці рами; б) на шворневій балці

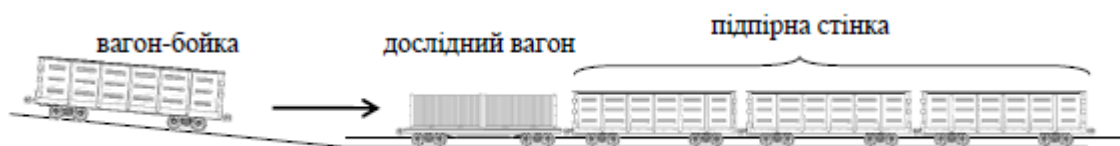


Рисунок 7.7 – Схема співударяння вагонів

В зоні розміщення фітингових упорів наносилися крейдові помітки з метою фіксації попереднього місця розміщення фітингів до співударяння.

Випробування дослідного вагона на співударяння проводилися з групою нерухомих вагонів-прикриттів (підпірна стінка), які були завантажені до повної вантажопідйомності (рис. 7.8). При цьому підпірна стінка складалася з семи напіввагонів, які знаходилися в зчепленому стані та були загальмовані пневматичним гальмом.

Загальна маса вагонів, які утворювали підпірну стінку склала більше 650 т. Маса вагона-бойка була близько 100 т.



Рисунок 7.8 – Розміщення платформи в зчепі з підпірною стінкою

Після кожного співударяння вагон-платформа оглядалась на наявність або відсутність пошкоджень. Зсув фітингів відносно початкового положення визначався за крейдовими мітками до та після співударяння. На прямій дільниці колії проводилося 17 співударянь. Середні значення зафіксованих максимальних еквівалентних напружень становили: 73,5 МПа – при швидкостях співударяння в діапазоні 3-6 км/год; 85,3 МПа – при 6-10 км/ год; 95,1 МПа – при швидкостях більше 10 км/год.

На рис. 7.9 наведено приклад запису максимального еквівалентного напруження в елементі несівної конструкції.

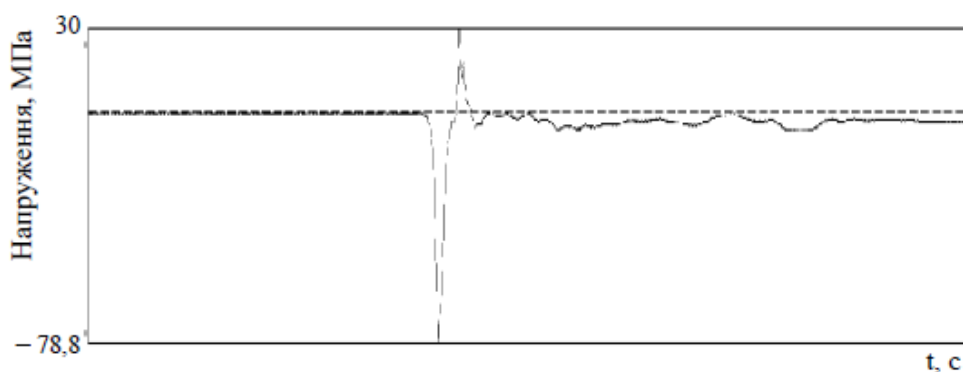


Рисунок 7.9 – Максимальне еквівалентне напруження

Порівняльний аналіз розрахункових та експериментальних даних щодо напружень в несучій конструкції показав, що максимальна розбіжність між

результатами випробувань не перевищує 17,0%.

За вимірними прискореннями встановлено, що їх максимальна величина склала близько 98 м/с^2 . На рис. 7.10 показано приклад запису прискорення.

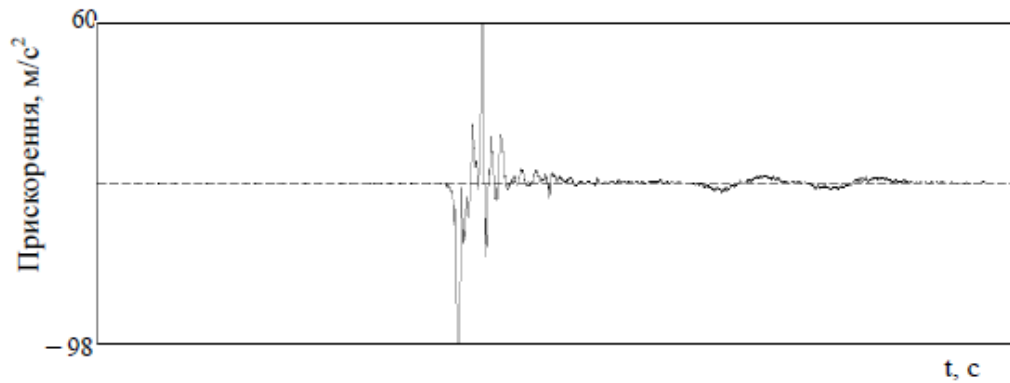


Рисунок 7.10 – Осцилограма прискорення платформи при співударянні

Для верифікації розроблених моделей навантаженості вагонів-платформ використано F-критерій. Прийнято, що модель, яка розглядається є лінійною, тобто однофакторною та характеризує зміну напружень в несівній конструкції в залежності від швидкості співударяння.

Розрахунки проводилися для однієї з вимірюваних точок в діапазоні швидкостей 3 – 11 км/год. Порівняння розрахункових даних з результатами вимірювань наведені на рис. 7.11.

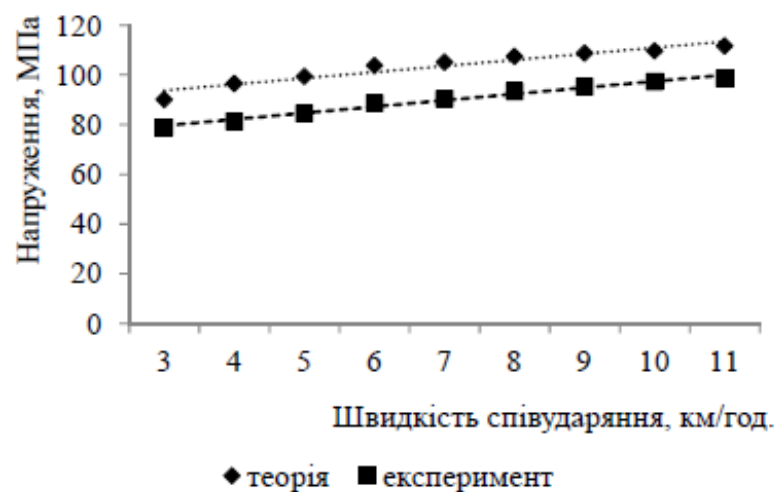


Рисунок 7.11 – Залежність напружень в несівній конструкції вагона-платформи від швидкостей співударяння

На підставі проведених розрахунків при $f_1 = 7$ та $f_2 = 9$ було отримано значення $F_p = 1,01$, що менше $F_t = 3,29$. Отже, за рівнем значущості $p = 0,05$ гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

7.2.2 Експериментальне дослідження міцності несучої конструкції вагона-платформи при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами

Метою даних випробувань є визначення максимальних еквівалентних напружень несучої конструкції фітингової платформи при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами, а також підтвердження доцільності впровадження запропонованих заходів. Для цього між фітинговим упором та внутрішньою поверхнею фітинга встановлювалася пружина з заданою жорсткістю (рис. 7.12).

Загальна жорсткість пружин на один контейнер склала 1700 кН/м. Геометричні характеристики пружин попередньо розраховані у відповідності до геометричних параметрів фітингів та фітингових упорів.

Під час випробувань кінцеві частини пружин опиралися у вертикальні частини фітингових упорів та фітингів контейнерів (рис. 7.13).



Рисунок 7.12 – Фітингові пружини

Середні значення зафіксованих максимальних еквівалентних напружень становили: 63,6 МПа – при швидкостях співударяння в діапазоні 3-6 км/год; 75,4 МПа – при 6-10 км/ год; 81,5 МПа – при швидкостях більше 10 км/год.

На рис. 7.14 наведено приклад запису максимального еквівалентного напруження в елементі несівної конструкції.

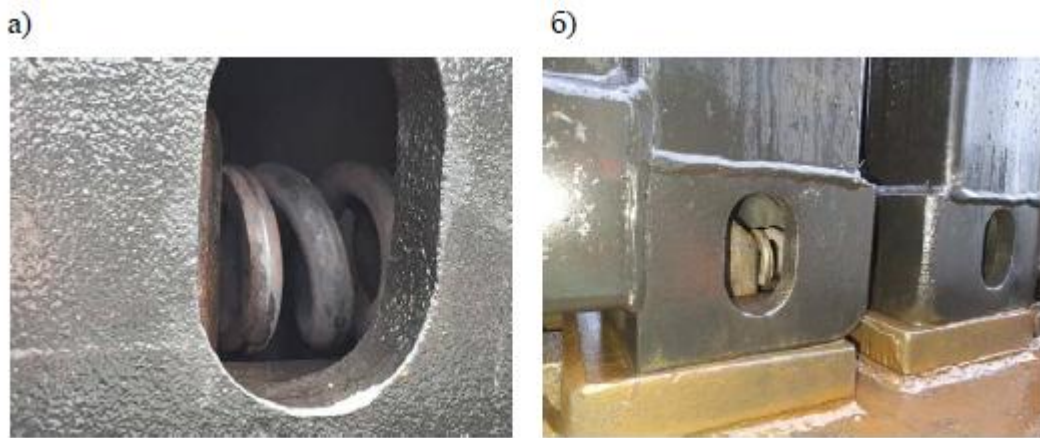


Рисунок 7.13 – Розміщення пружин в фітингах

а) передній фітинг з боку удару; б) задній фітинг з боку удару

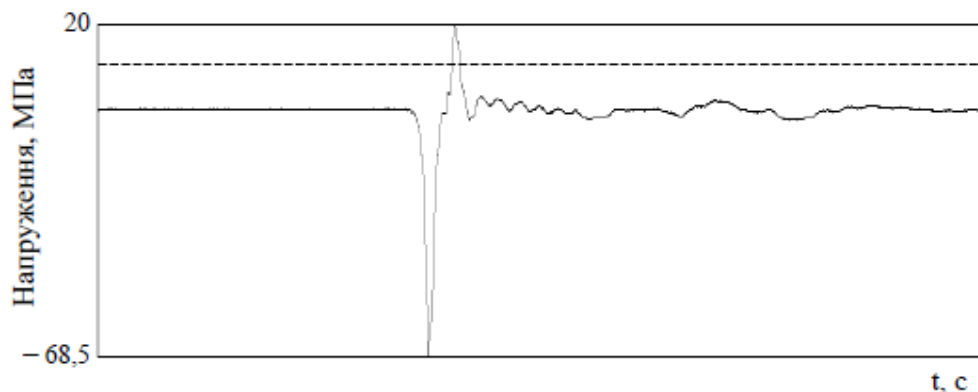


Рисунок 7.14 – Максимальне еквівалентне напруження

Порівняльний аналіз розрахункових та експериментальних даних щодо напружень в несучій конструкції показав, що максимальна розбіжність між результатами випробувань не перевищує 17,5%.

За вимірними прискореннями встановлено, що їх максимальна величина склала близько 60 м/с^2 . На рис. 7.15 показано приклад запису прискорення.

Для верифікації розроблених моделей навантаженості вагонів-платформ використано F-критерій. Прийнято, що модель, яка розглядається є лінійною, тобто однофакторною та характеризує зміну напружень в несівній конструкції в

залежності від швидкості співударяння.

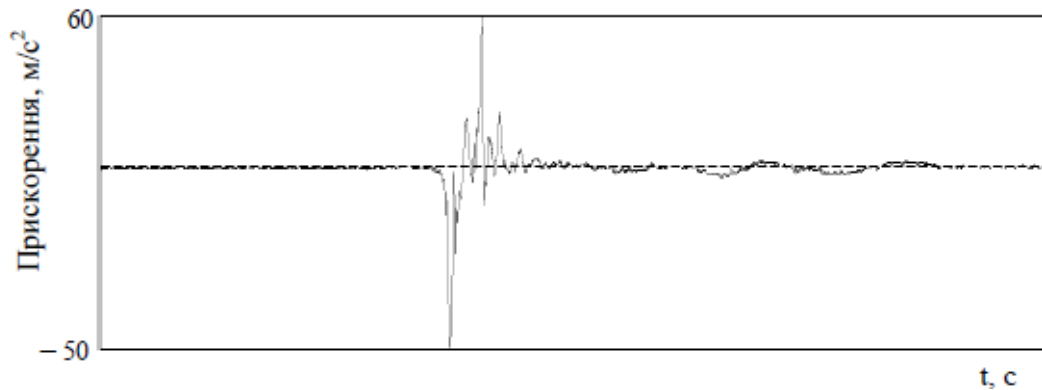


Рисунок 7.15 – Осцилограма прискорення платформи при співударянні

Розрахунки проводилися для однієї з вимірюваних точок в діапазоні швидкостей 3 – 11 км/год. Порівняння розрахункових даних з результатами вимірювань наведені на рис. 7.16.

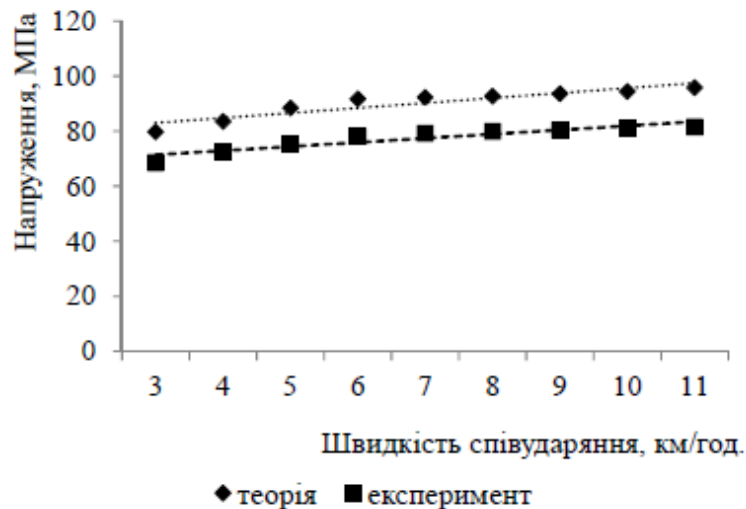


Рисунок 7.16 – Залежність напружень в несівній конструкції від швидкостей співударяння

На підставі проведених розрахунків при $f_1 = 7$ та $f_2 = 9$ було отримано значення $F_p = 1,45$, що менше $F_t = 3,29$. Отже, за рівнем значущості $p = 0,05$ гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

ВИСНОВКИ

1. Для аналізу засобами математичного моделювання механічних причин сходження вантажних вагонів з рейок розроблено математичні моделі, що дозволяють досліджувати динаміку вантажних вагонів в поїздах у завантаженому і порожньому станах при різних характеристиках технічного стану ходових частин і колії. Відтворення шляхом комп'ютерного моделювання ситуацій, що пов'язані зі сходженням вантажних вагонів з рейок, надає можливість поглибленого аналізу причин, які призводять до аварійних подій, та виявлення серед них найбільш вагомих. Такий підхід дозволить підвищити результативність пошукових розслідувань з встановлення причин сходжень вантажних вагонів та сприяє підвищенню достовірності прогнозованих оцінок динамічних показників безпеки руху поїздів. Зокрема шляхом обчислювального експерименту з застосуванням факторного аналізу визначено, що найбільш небезпечним з точки зору стійкості вантажних вагонів в колії є завищення клинів гасителів коливань (стан ослаблених або вільних клинів).

2. З метою виявлення найбільш суттєвих механічних чинників сходження рухомого складу з рейок розроблено методику визначення динамічних показників безпеки руху рейкових транспортних засобів комбінованого транспорту, що ґрунтується на методах оперативного розслідування сходження та визначення причин сходження. Загалом розроблені методи встановлюють загальний методичний порядок проведення шляхом комп'ютерного моделювання динаміки рухомого складу багатоваріантних досліджень щодо розрахунку показників безпеки руху вантажних вагонів, що зійшли з рейок, та забезпечують виявлення найбільш суттєвих механічних чинників сходження рухомого складу з рейок.

3. Розроблено концепцію оцінювання ризиків сходжень рухомого складу з рейок, яка об'єднує ідентифікацію механічних ризиків сходжень з технологією комп'ютерного моделювання динаміки рухомого складу. Базові моделі рухомого складу, зорієнтовані на оцінювання ризиків сходження, разом

з адекватним відображенням конструкційних особливостей одиниць рухомого складу відображають повний спектр характеристик технічного стану рухомого складу. Запропонований підхід щодо оцінки ризику сходження рухомого складу з рейок рекомендовано використовувати для оперативного встановлення значущості чинників сходження та формування обґрунтованих нормативних вимог, що забезпечують гарантований рівень безпеки руху поїздів.

4. Сформульовано загальні вимоги до програмно-апаратного комплексу та реалізовано технічні рішення мобільної системи для визначення динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації. Розроблено комплекс підсистем програмного забезпечення зі збору вимірювальної інформації, визначення рівня комфортності їзди, плавності ходу та показників безпеки рухомого складу за спрощеними схемами. Застосування цієї системи збільшує ефективність прогнозованих оцінок та підвищує оперативність проведення випробувань. Створена система дозволить поліпшити якість і швидкість діагностичних операцій і, як наслідок, значно підвищити рівень безпеки залізничних перевезень.

5. Для отримання достатньої та надійної оцінки динамічних властивостей модернізованих залізничних транспортних засобів, а також для скорочення часу та вартості, пов'язаної з роботою над їхнім прийняттям до експлуатації, рекомендовано до використання розрахунково-експериментального метод прогнозування динамічних характеристик рейкових екіпажів, що базується на збалансованому взаємному доповненні математичного моделювання динаміки рухомого складу та повномасштабних випробувань за спрощеною схемою. Відповідно до положень РЕМ передбачається проведення випробувань вагонів за спрощеним методом з вимірюванням певної частини динамічних показників. Повний спектр показників динаміки вагонів визначається методом комп'ютерного моделювання. При цьому математична модель, що описує вимушені просторові коливання вагона, будується за умов повної адекватності реальному об'єкту з використанням верифікованого програмного забезпечення. Застосування нового підходу до оцінки динамічних якостей вантажних вагонів з модернізованими

ходовими частинами за РЕМ дозволить скоротити витрати на ходові випробування вагонів та прискорити вирішення питань щодо їх допуску до експлуатації.

6. Через принципові відмінності системи оцінки динамічних якостей рухомого складу колії 1520 мм від європейських стандартів і відсутність нормативних документів з розробки та допуску до експлуатації швидкісного рухомого складу запропоновано удосконалити відповідну нормативну базу шляхом застосування сучасних методів і засобів оцінки характеристик екіпажних частин, що ґрунтуються на світовому досвіді виробництва та випробувань нової залізничної техніки. Процеси оновлення чинної нормативної документації стосовно введення в експлуатацію рухомого складу та створення нової мають ґрунтуватись на принципах інтеграції та гармонізації вітчизняних керівних документів з відповідними актами країн ЄС, таких як європейські норми (EN), технічні вимоги інтероперабельності (TSI), Пам'ятки ОСЖД та UIC.

7. За відсутності усталених процедур для допуску до безпечної експлуатації рухомого складу призначеного для інترمодальних та інтероперабельних перевезень з використанням систем автоматичного переходу через стикові пункти колій різного стандарту сформульовано загальні вимоги до завдань допуску, що включають рекомендації з проведення випробувань з визначенням ступені відповідності вагонів технічним вимогам за критеріями безпеки руху, довговічності, надійності і функціональності.

8. На підставі результатів моделювання проведено порівняльну оцінку динамічних показників вагонів-платформ обладнаних ходовими частинами з буксовим і центральним ресорним підвішуванням. За розрахунковими даними отримано, що при русі досліджуваних вагонів у порожньому стані, який є визначальним при встановлені допустимих швидкостей руху поїздів за динамічними показниками експлуатаційної безпеки, суттєві переваги має вагон на візках з буксовим підвішуванням. Цей висновок дає підстави для рекомендації щодо обладнання вагонів-платформ для швидкісних комбінованих перевезень ходовими частинами з суцільнозварними рамами і буксовим ресорним підвішуванням.

9. Запропоновано удосконалений метод моніторингу динамічного навантаження рухомого складу на колійну структуру заснований на вимірюванні прискорень рейок. Для забезпечення належного аналізу записаних сигналів розроблено алгоритм обчислення, який автоматично здійснює декомпозицію для кожного сигналу на окремі сегменти, пов'язані з певним колесом. Верифікацію алгоритму виконано на основі обробки реальних записів прискорень рейок під дією екіпажів дослідного поїзда. Запропонований підхід до моніторингу динамічного навантаження колії рухомим складом в русі рекомендовано до застосування в системах ідентифікації одиниць рухомого складу з наднормативним впливом на колію через відхилення у технічному стані ходових частин.

10. Враховуючи необхідність забезпечення безперебійної роботи логістичних маршрутів за участю залізничного транспорту в умовах воєнного стану практичне використання розробленого за проектом комплексу методів і засобів забезпечення гарантованої безпеки руху поїздів поширено на випадки включення до їхнього складу вагонів-платформ для перевезення колісної та гусеничної техніки.

11. Проведено експериментальне дослідження міцності вагона-платформи при наднормованих режимах навантажень. Розглянуто дві схеми взаємодії фітингів з фітинговими упорами: типова та пружна. Встановлено, що максимальна розбіжність між результатами математичного та фізичного експерименту при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами склала 17,0%, а при пружній – 17,5%.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Лысюк В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов / В. С. Лысюк. – М.: Транспорт, 1997. – 188 с.
2. Соколов А. И. На повестке дня – человеческий фактор / А. И. Соколов, В. Н. Самсонкин // Залізничний трансп. України. – 1998. – № 1 (4-5). – С. 28-31.
3. Сокол Э. Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики) / Э. Н. Сокол. – К.: Транспорт, 2004. – 368 с.
4. Garg V. K. Dynamics of Railway Vehicle Systems / V. K. Garg, R. V. Dukkipati. – Academic Press, 1984. – 407 p.
5. Грачева Л. О. Сходы вагонов с рельсов: причины и способы предотвращения / Л. О. Грачева, А. Д. Хамоев, А. В. Мартынюк // Железные дороги мира. – 1996. – № 1. – С. 40-43.
6. Elkins J. A. Testing and Analysis Techniques for Safety Assessment of Rail Vehicles: The State-of-the-Art / J. A. Elkins, A. Carter // Vehicle System Dynamics – International Journal of Vehicle Mechanics & Mobility. – 1993. – Vol. 22. – P. 185-208.
7. Chudzikiewicz A. Application of computer simulation methods for running safety assessment of railway vehicles in example of freight cars / A. Chudzikiewicz, M. Opala // Applied Mechanics and Materials. – 2008. – Vol. 9. – P. 61-69.
8. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю. В. Демин, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко, О. М. Маркова. – К.: Наукова думка, 1984. – 160 с.
9. Колесников К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля / К. С. Колесников. – М.: Гостехтеориздат, 1955. – 240 с.
10. Лобас Л. Г. Механика многосвязных систем с качением / Л. Г. Лобас. – К.: Наукова думка, 2000. – 270 с.

11. Вибрации в технике: В 6-ти т. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под. ред. Ф. М. Диментберга и К. С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
12. Пилипенко В. В. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, М. С. Натанзон. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
13. Теодорчик К. Ф. Автоколебательные системы / К. Ф. Теодорчик. – М.; Л.: Гостехтеориздат, 1952. – 271 с.
14. Мандельштам Л. И. Лекции по теории колебаний / Л. И. Мандельштам. – М.: Наука, 1972. – 472 с.
15. Бутенин Н. В. Введение в теорию нелинейных колебаний / Н. В. Бутенин, Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М.: Наука, 1976. – 384 с.
16. Андронов А. А. Теория колебаний / А. А. Андронов, А. А. Витт, С. Э. Хайкин. – М.: Наука, 1981. – 568 с.
17. Петров В. Ф. К теории синхронизации механических автоколебаний при сухом трении / В. Ф. Петров. – В кн.: Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. – М.: Наука, 1972. – С. 275-283.
18. Кононенко В. О. Нелинейные колебания механических систем / В. О. Кононенко. – К.: Наукова думка, 1980. – 384 с.
19. Геккер Ф. Р. Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения / Ф. Р. Геккер. – М.: Машиностроение, 1983. – 168 с.
20. Carter F. W. On the Action of the Locomotive Driving Wheel / F. W. Carter // Proceedings of the Royal Society of London. – 1926. – Ser. A. – Vol. 112. – P. 151-157.
21. Carter F. W. On the Stability of Running of Locomotives / F. W. Carter // Proceedings of the Royal Society of London. – 1928. – Vol. 121. – P. 585-611.
22. Moreau A. Influence of vehicle/track interface characteristics on vehicle dynamics / A. Moreau // Rail engineering international. – 1980. – Jan.-March. – P. 26-27.

23. Broersen P. M. T. Evaluation of railway systems dynamics by model adjustment / P. M. T. Broersen // Preprint of doctoral thesis. – Delft: University of Technology, 1976. – 112 p.

24. Validation of rail vehicle system dynamic models / P.V. Rama Chandran, A.J. Gilchrist, M.M. Elmadany et al. // International Journal of Vehicle Design. – 1982. – Vol. 3, No. 2. – P. 202-233.

25. Portefaix A. L'interface Roue-Rail / A. Portefaix // Review Général Chemins de Fer. – 1976, Jan. – P. 58-63.

26. Polach O. Influence of wheel/rail contact geometry on the behaviour of a railway vehicle at stability limit / O. Polach // ENOC-2005, Eindhoven, Netherlands, 7-12 August, 2005. – P. 2203-2210.

27. Cheng Li R. Vehicle Hunting & Its Effect on North American Railroad Operations / Li R. Cheng, H. Harrison, R. McWilliams // High Tech in Heavy Haul : International Heavy Haul Conference, Specialist Technical Session, June 11-13, 2007 : Conference Proceedings. – Kiruna, Sweden, 2007. – P. 639-645.

28. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения / А. М. Ляпунов. – Собр. соч., т. 2. М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1956. – С. 7-263.

29. Четаев Н. Г. Устойчивость движения / Н. Г. Четаев. – М.: Наука, 1965. – 207 с.

30. Малкин И. Г. Теория устойчивости движения / И. Г. Малкин. – М.: Наука, 1968. – 530 с.

31. Меркин Д. Р. Введение в теорию устойчивости движения / Д. Р. Меркин. – М.: Наука, 1976. – 320 с.

32. Воронов А. А. Устойчивость, управляемость, наблюдаемость / А. А. Воронов. – М.: Наука, 1979. – 336 с.

33. Мартынюк А. А. Практическая устойчивость движения / А. А. Мартынюк. – К.: Наукова думка, 1983. – 248 с.

34. Лазарян В. А. Динамика вагонов: Устойчивость движения и колебания / В. А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.

35. Боголюбов М. М. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / М. М. Боголюбов, Ю. О. Митропольский. – М.: Наука, 1974. – 504 с.
36. Bommel V. P. Applications de la théorie des vibrations nonlinéaires sur le problème du mouvement de lacet d'un véhicule de chemins de fer / V. P. Bommel. – Utrecht, 1964. – 303 p.
37. Pater A. D. de. A nonlinear model of a single wheelset moving with constant speed on a purely straight track / A. D. de Pater // Journal of Nonlinear Mechanics. – 1980. – Vol. 15. – P. 315-324.
38. Ишизава М. Тележки вагонов Новой линии Токайдо и результаты их применения / М. Ишизава, Н. Мацуи, С. Отсука // Ежемесячный бюл. Международной ассоциации ж-д. конгрессов. – 1969. – № 2. – С. 3-27.
39. Matsudaira T. Dynamics of High-Speed Rolling Stock / T. Matsudaira // Japanese National Railway Special Issue: Research for Super High-Speed Railway. – Tokyo, Railway Technical Research Institute. – 1964. – P. 21-25.
40. Gilchrist A. O. The guidance of railway vehicles / A. O. Gilchrist, A. E. W. Hobbs // Vehicle System Dynamics. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. – 1975. – Vol. 5, No. 3. – P. 153-156.
41. Knothe K. Erfassung des Laufverhaltens von Schienenfahrzeugen durch die Berechnung der Querschwingungen eines Linearisierten Modells Zeichtbau Verkehrfchrzeuge. – 1977. – Н. 21. – S. 106-118.
42. Nefzger A. Verhalten von Rad und Schiene bei hohen Geshwindigkeiten / A. Nefzger // ZEV Rail Glasers Annalen. – 1979. – В. 103, Н. 2-3. – S. 57-68.
43. Sauvage G. Stabilité des véhicules à grande vitesse. Étude théorique de la dynamique transversal d'un bogie dans la voie / G. Sauvage, C. Sartori // Review Général Chemins de Fer. – 1977. – 96-ème année. – Avril. – P. 207-225.
44. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств: Избр. тр. – К.: Наук. думка, 1985. – 528 с.
45. Демин Ю. В. Математическое моделирование и динамика подвижного состава железных дорог / Ю. В. Демин, Р. Ю. Демин, А. Ю. Черняк // Залізничний трансп. України. – 2007. – № 4. – С. 3–8.

46. Testing and Approval of Railway Vehicles from the Point of View of their Dynamic Behaviour: Safety – Track fatigue – Ride quality: UIC Code 518. – International Union of Railways. – September 2009. – 119 p.

47. Черняк А.Ю. Моделирование случайных возмущений в системе «рельсовый экипаж-путь» / А.Ю. Черняк // Вісник Східноукраїн. універ. ім. В. Даля. Наук. жур. Технічні науки Сер. Транспорт 1 №9(67), 2003. С. 173-177.

48. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 154 с.

49. Railway applications. Track – Track geometry quality – Part 5: Geometric quality levels: European Standard 13848-5. – March 2008. – 21 p.

50. Погорелов Д. Ю. Показатель для оценки безопасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса / Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2010. – № 5 (147). Ч. 1. – С. 64-71.

51. Гребенюк П. Г. Тяговые расчеты: Справочник / Гребенюк П. Г., Долганов А. Н., Скворцова А. И. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.

52. Блохин Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Блохин Е. П., Манашкин Л. А. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.

53. Иноземцев В.Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава / Иноземцев В.Г. – М.: Транспорт, 1979. – 424 с.

54. Chudzikiewicz A. The influence of wheel and rail rolling surfaces wear on railway vehicle dynamics / A. Chudzikiewicz, J. Droździel, B. Sowiński // Proc. of CSME Forum, 2004. The University of Western Ontario, Canada, June 1-4, 2004. – P. 945-954.

55. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software / D.Yu. Pogorelov // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology. – 2005. – P. 13-58.

56. Kardas-Cinal E. Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety / E. Kardas-Cinal // Archives of Transport. – 2013. – Vol. 31, Iss. 3. – P. 37-45.

57. Molatefi H. On the investigation of wheel flange climb derailment. Mechanism and methods to control it / H. Molatefi, A. Mazraeh // Journal of Theoretical and Applied Mechanics. – 2016. – Vol. 54, Iss. 2. – P. 541-550.

58. Malcolm C. Design of passive vehicle suspensions for maximal least damping ratio / C. Malcolm // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility – 2016. – №54(5). – P. 568-584.

59. Domin R. Estimation of Stability of Flat Cars with Various Types of Running Gear against Derailment / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak // Problemy kolejnictwa. Warszawa, 2019. – Tom 63, Zeszyt 185. – P. 119-124.

60. Воронько А.Н. Анализ критериев устойчивости железнодорожных экипажей от схода с рельсов / А.Н. Воронько, С.Ю. Сапронова, В.П. Ткаченко // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. ім. В. Даля. – 2006. – № 8 (102). – С. 115-120.

61. Ткаченко В.П. Оцінка стійкості залізничних екіпажів від сходу з рейок / В.П. Ткаченко, С.Ю. Сапронова // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2015. – № 1 (218). – С. 266-271.

62. Воронько А.Н. Аналіз статистичних даних щодо умов сходу з рейок залізничних вантажних вагонів / А.Н. Воронько, В.П. Ткаченко // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2007. – № 9 (115). – С. 36-39.

63. Ермаков В.М. О сходах порожних вагонов / В.М. Ермаков, В.О. Певзнер // Железнодорожный транспорт. – 2002. – № 3. – С. 29-33.

64. Галиев И.И. Конкурентоспособность российских железных дорог, ее связь с динамическими свойствами ходовой части грузового вагона и способы их улучшения / И.И. Галиев, В.А. Нехаев, А.А. Николаев // Техника железных дорог. – 2011. – № 3 (15). – С. 46-54.

65. Дьомін Ю.В. Динаміка порожнього вагона і безпека руху поїзда / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк // Залізничний трансп. України. – 2007. – №3. – С. 50–52.

66. Дьомін Ю.В. Основи динаміки вагонів: Навчальний посібник / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк // К: КУЕТТ, 2003. – 270 с.

67. Diomin, Yu.V. Self-excited vibrations of railway vehicle with dry friction units / Diomin, Yu., Kovtun, E., Markova, O. // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 23(1), pp. 71-83.

68. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений / Под ред. Дж. Холла, Дж. Уатта. – М.: Мир, 1979. – 312 с.

69. Domin R. Assessment of risks of derailment by means of computer simulation / R. Domin, G. Cherniak // *Problemy Kolejnictwa*. – 2017. – Zeszyt 176. – S. 15-21.

70. Асатурян В. И. Теория планирования эксперимента / Асатурян В. И. – М.: Радио и связь, 1983. – 248 с.

71. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. – М.: Наука, 1971. – 279 с.

72. Schmeja M. Realisierung eines Onboard-Fahrwerkdiagnosesystems / M. Schmeja // *ZEVrail Glasers Annalen*. – 126, Tagungsband SFT Graz. 2002. P. 258-266.

73. Predictive condition monitoring of railway rolling stock / K. Bladon, D. Rennison, G. Izbinsky, R. Tracy, T. Bladon. – *Conference On Railway Engineering, Conference Proceedings: Darwin, 20-23 June 2004*. P. 22.1-22.12.

74. Ngigi R. W. Modern techniques for condition monitoring of railway vehicle dynamics / R. W. Ngigi, C. Pislaru, A. Ball, F. Gu // *Journal of Physics: Conference Series*. 2012. Vol. 364 (1). P. 12.

75. Ward C. P. Condition monitoring opportunities using vehicle-based sensors / C. P. Ward, P. F. Weston, E. J. Stewart et al. // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2011. Vol. 225, No. 2. P. 202-218.

76. Monje P. Using bogie-mounted sensors to measure wheel rolling and sliding in railway tracks / P. Monje, G. Aranguren, B. Martinez, L. Casado // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2012. Vol. 226, No. 4. P. 371-380.

77. Matsumoto A. A new measuring method of wheel-rail contact forces and related considerations / A. Matsumoto, Y. Sato, T. Ohno et al. // *Wear*. 2008. Vol. 265, No. 9–10. P. 1518-1525.

78. Bleakely S. Autonomous time frequency analysis of wagon body accelerations / S. Bleakely, S. Senini // *Proceedings of the Fifth Asia Pacific Industrial Engineering and Management Systems Conference*. Gold Coast Australia, 2004. P. 34.6.1-34.6.12.

79. Wei C. Real-time train wheel condition monitoring by fiber bragg grating sensors / C. Wei, Q. Xin, W. H. Chung et al. // *International Journal of Distributed Sensor Networks*. Vol. 2012. P. 1-7.

80. Cheng Li R. Vehicle Hunting & Its Effect on North American Railroad Operations / Li R. Cheng, H. Harrison, R. McWilliams // *High Tech in Heavy Haul: International Heavy Haul Conference, Specialist Technical Session, June 11-13, 2007: Conference Proceedings*. Kiruna, Sweden, 2007. P. 639-645.

81. Chudzikiewicz A. Elementy diagnostyki pojazdów szynowych / A. Chudzikiewicz. – Warszawa-Radom: Politechnika Warszawska, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu. 2002. 142 p.

82. Technical specification for interoperability relating to the rolling stock subsystem «Locomotives and passenger rolling stock» of the trans-European conventional rail system. Consummation 26.05.2011. Brussels, 2011. 148 p.

83. Bress, T. *Effective LabVIEW Programming*. NTS Press, 2013. 720 p.

84. Федосов В. П. Цифровая обработка сигналов в LabVIEW / В.П. Федосов, А.К. Нестеренко. М.: ДМК Пресс, 2007. 427 с.

85. Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behaviour and stationary tests: European Standard 14363. – June 2005. – 113 p.

86. Рейковий рухомий склад. Ходові та приймальні випробовування щодо динамічних характеристик. Вимоги щодо безпеки, впливу на колію та ходових характеристик: ДСТУ UIC 518:2009. – [Чинний від 2011–07–01 до 2015–01–01]. – Київ : Держспоживстандарт України, 2009. – 42 с.

87. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України. ЦП-0269 / Е. І. Даніленко, А. М. Орловський, М. Б. Курган та ін. – К.: ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2012. – 456 с.

88. Інструкція з організації прискороного руху пасажирських поїздів на залізницях України щодо вимог до інфраструктури та рухомого складу. Затверджено та введено в дію наказом Укрзалізниці №004-Ц від 16.01.2012 р. – 40 с.

89. Вагони магістральні пасажирські. Настанова щодо оцінювання комфорту пасажирів залежно від вібрації (UIC 513:1994, IDT): ДСТУ UIC 513. – [Чинний від 2006–01–01]. – Київ: Держспоживстандарт України, 2006. – 32 с.

90. Положення про систему управління безпекою руху поїздів у Державній адміністрації залізничного транспорту України. Наказ Міністерства інфраструктури України 01.04.2011 № 27. Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 17.06.2011 за № 729/19467. – 48 с.

91. Бутько Т.В. Методологічний підхід до формалізації процесу функціонування великих динамічних систем залізничного транспорту / Т.В. Бутько, Д.В. Ломотько // 36. наук. праць Української держ. акад. залізнич. транспорту. – 2007. – Вип. 85. – С. 25-34.

92. Самсонкін В.М. До оцінки ризиків зйдення рухомого складу з рейок на підставі комп'ютерного моделювання / В.М. Самсонкін, Г.Ю. Черняк // Залізничний трансп. України. – 2012. – №2. – С. 39-42.

93. Самсонкин В.Н. Системный подход в проблеме управления безопасностью движения / В.Н. Самсонкин // Вісник Дніпропетровського нац. ун-ту залізнич. транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – 2005. – Вип. 8. – С. 101-106.

94. Самсонкин В.Н. Метод статистической закономерности в управлении безопасностью движения на железнодорожном транспорте / В.Н. Самсонкин, В.А. Друзь. – Донецк: ДИЖТ, 2005. – 158 с.

95. Самсонкін В.М. Теорія безпеки на залізничному транспорті / В.М. Самсонкін, В.І. Мойсеєнко. – К. : Каравела, 2014. – 248 с.

96. Samsonkin V. Development of the method of efficient monitoring of the main activity of a train driver / V. Samsonkin, Ja. Petinov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – № 6/3 (78). – P. 52-59.

97. Madigana R. Application of Human Factors Analysis and Classification System (HFACS) to UK rail safety of the line incidents / R. Madigana, D. Golightlyb, R. Maddersc // Accident Analysis & Prevention. – 2016. – Vol. 97. – P. 122-131.

98. Consolidation of technical, safety and human resources in Eurasian railway transport corridors / G. Bureika, M. Boile, C. Pyrgidis et al. – Vilnius: Technika, 2016. – 256 p.

99. Горобченко О.М. Розвиток наукових основ функціонування ергатичної системи «локомотивна бригада-поїзд» : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / О.М. Горобченко. – Харків, 2016. – 40 с.

100. Марченко Д.М. Наукові основи підвищення ефективності рухомого складу залізниць на основі забезпечення його безпечної та ресурсозберігаючої експлуатації : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.22.07 «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів» / Д.М. Марченко. – Луганськ, 2012. – 45 с.

101. Дьомін Р. Ю. Визначення показників безпеки руху швидкісного електропоїзда шляхом комп'ютерного моделювання динаміки його вагонів / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк // Вагонний парк. 2016. № 1-2. С. 32-34.

102. Domin R. Estimation of Dynamic Performances of the Safe Operation of High-Speed Electric Train / R. Domin, Iu. Domin, G. Cherniak // Archives of Transport. 2017. Vol. 41, Iss. 1. P. 7-16.

103. Domin Iu. Technical and Technological Providing of Intermodal Transportation between Ukraine and EU / Iu. Domin, R. Domin // Advanced Rail Technologies: 5th International Conference, 9-10.11.2016: Conference Proceedings. Warsaw, 2016. P. 39.

104. Дьомін Р. Ю. Впровадження AGCS-технологій – шлях до інтеграції залізниць України в європейську транспортну мережу / Р.Ю. Дьомін, Ю.В. Дьомін // Вагонний парк. 2017. № 5-6 (122–123). С. 20-23.

105. Domin R. Technical and technological means to ensure the development of interoperable transportation between Ukraine and the EU / R. Domin // Problemy Kolejnictwa. 2017. Zeszyt 176. P. 7-13.

106. Дьомін Р. Ю. Удосконалення процедур допуску рухомого складу до експлуатації / Р.Ю. Дьомін // Локомотив-Інформ. 2017. № 7-8 (133-134). С. 35-41.

107. Method for determining the equivalent conicity : UIC Code 519. – International Union of Railways. – December 2004. – 14 p.

108. Motive power units – Bogies and running gear – Bogie frame structure strength tests : UIC Code 615-4. – International Union of Railways. – February 2003. – 17 p.

109. Romen J. A Wheel Set for Study of Railway Vehicle and Track Interaction Forces / J. Romen // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology. 2005. P.13-58.

110. Riggall G. IWT4 goes into operation / G. Riggall // Railway Gazette International. July 2008. P. 455-456.

111. Licciardello R. V. Introduction to the Experimental Evaluation of the Dynamics of Railway Vehicles / R.V. Licciardello // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. P. 89-113.

112. Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення). – К.: Юнікон-Прес, 2001. 342 с.

113. Кірпа Г.М. Технічне забезпечення контрейлерних перевезень міжнародними коридорами України / Г.М. Кірпа, Ю.В. Дьомін // Залізничний транспорт України. 1997. №1. С. 28-32.

114. Дёмин Ю.В. Железнодорожная техника комбинированного транспорта / Ю.В. Дёмин // Залізничний транспорт України. 2011. №6. С. 9-12.

115. Diomin Ju., Slobodian A. Technika kolejowa kombinowanego transportu Ukrainy // Problemy kolejnictwa. Warszawa. 2012. Zeszyt 156. S. 5-15.

116. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации / Алямовский А. А. – М.: ДМК Пресс, 2014. – 562 с.

117. ЦВ-0016. Вантажні вагони залізниць України колії 1520 мм. Правила капітального ремонту. [20.06.2006]. Київ, 2006. 173 с.

118. Особливості виникнення погрішностей тензOMETрування в дослідженнях механізмів газорозподілу чотиритактних дизелів / Мороз В.І., Суранов О.В., Братченко О.В., Логвіненко О.А. Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. 2001. Вип. 49. С. 85–90.

ДОДАТОК А

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІС І РЕЙОК ЗА ДОПОМОГОЮ ВИМІРЮВАЛЬНИХ КОЛІСНИХ ПАР

З метою розробки науково-технічної бази щодо впровадження в практику організації швидкісного руху на залізницях України системи безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок було виконано науково-дослідну роботу з дослідження ефективності способів і засобів безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок. За попередніми розрахунками було визначено зони деформаційної чутливості диска колеса.

Отримані експериментальні дані дозволили виділити зони максимальних напружень, що виникають на диску колеса при дії бокових (горизонтальних) і вертикальних навантажень. Дослідні дані дали підстави для розроблення уточненої тензометричної схеми для безпосередніх вимірювань сил взаємодії коліс і рейок.

Досліди з безпосереднього вимірювання сил в системі колесо-рейка проводилися на колісній парі візка типу КВЗ-ЦНИИ-М колієвимірювального вагона, обладнаного на базі пасажирського вагона. Записи даних, отримуваних з тензометричних схем, проводилась з використанням мобільного програмно-апаратного комплексу та програмно-віртуального реєстратора.

Дослідницькі випробування проводилися на ділянці колії між станціями Київ-Пасажирський та Київ-Волинський. Положення вагона на ділянці та швидкість його руху визначались за допомогою GPS-Logger. Опитування GPS проводилось один раз в секунду.

Статистичній обробці піддано репрезентативні частини записів динамічних процесів. Максимальні значення досліджуваних величини, а саме контактних сил, визначених за результатами обробки, наведені в табл. А.1.

Розрахункову оцінку сил взаємодії коліс з рейками проведено з використанням комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона [111]. За допомогою цієї комп'ютерної моделі виконано розрахунки з визначення сил

взаємодії коліс з рейками за рівнем і характером змінювання у часі. Розглянуто рух вагона прямою колією з реальними нерівностями при швидкостях 36, 72, 108, 144 і 180 км/год. Всі отримані реалізації піддавались статистичній обробці. Результати обробки зведено в табл. А.2 і А.3, де в чисельнику приведені значення СКВ, а в знаменнику – математичні сподівання.

Таблиця А.1 – Результати статистичної обробки значень контактних сил

Оцінка величини	Вертикальна сила, тс	Горизонтальна сила, тс
СКВ	0,47	0,33
Максимальне значення	9,77	0,99

Таблиця А.2 – Статистичні характеристики сил Y_i в кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	4,93	5,75	8,44	17,15	19,58
		-3,4	-3,97	-5,08	-8,56	-9,18
	Праве	4,81	5,98	8,71	17,94	19,75
		3,42	3,97	5,04	8,80	9,22
КП №2	Ліве	3,24	4,51	7,87	19,38	22,87
		-2,34	-3,18	-4,29	-9,60	-11,47
	Праве	3,17	4,91	8,23	19,94	23,02
		2,34	3,20	4,26	9,67	11,37
КП №3	Ліве	4,87	5,16	9,31	17,85	19,47
		-3,20	-3,63	-5,23	-8,99	-8,89
	Праве	4,69	5,18	9,21	18,21	19,06
		3,17	3,66	5,23	9,14	8,90
КП №4	Ліве	3,23	3,84	8,57	20,17	22,45
		-2,25	-2,83	-4,40	-10,15	-10,76
	Праве	3,14	4,12	8,72	20,26	22,10

		2,30	2,80	4,45	10,18	10,60
--	--	------	------	------	-------	-------

З порівняння значень СКВ, одержаних шляхом комп'ютерного моделювання (табл. А.2 і А.3) та з експерименту (табл. А.1), виходить, що по боковому навантаженню розбіжність становить 0,22%, а по вертикальному – 9,34%. Таким чином, ці дані підтверджують, з одного боку, достовірність розробленої комп'ютерної моделі, а з другого, ефективність запропонованого способу безпосереднього вимірювання контактних сил взаємодії коліс і рейок.

Таблиця А.3 – Статистичні характеристики сил Q_i в кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	5,23	5,43	7,96	10,01	15,50
		72,45	72,51	72,53	72,49	72,58
	Праве	5,37	5,86	7,70	10,52	15,45
		72,68	72,64	72,58	72,75	72,68
КП №2	Ліве	4,25	4,52	7,78	11,45	17,43
		72,58	72,54	72,54	72,55	72,56
	Праве	4,28	4,99	7,87	12,08	17,57
		72,59	72,62	72,59	72,64	72,55
КП №3	Ліве	5,11	4,66	6,36	9,86	15,04
		72,48	72,48	72,53	72,52	72,51
	Праве	5,20	4,99	6,25	10,32	15,42
		72,64	72,65	72,62	72,63	72,66
КП №4	Ліве	4,18	4,92	6,66	11,27	16,61
		72,45	72,54	72,53	72,53	72,52
	Праве	4,31	5,25	6,92	11,92	17,40
		72,71	72,60	72,67	72,55	72,54

На рис. А.5 і А.6 представлено графіки залежностей від швидкості руху вагона середньоквадратичних відхилень (СКВ) сил взаємодії коліс і рейок (Y_i і Q_i), побудовані за даними табл. А.2 і А.3. Тут цифрами 1...8 позначено номери коліс.

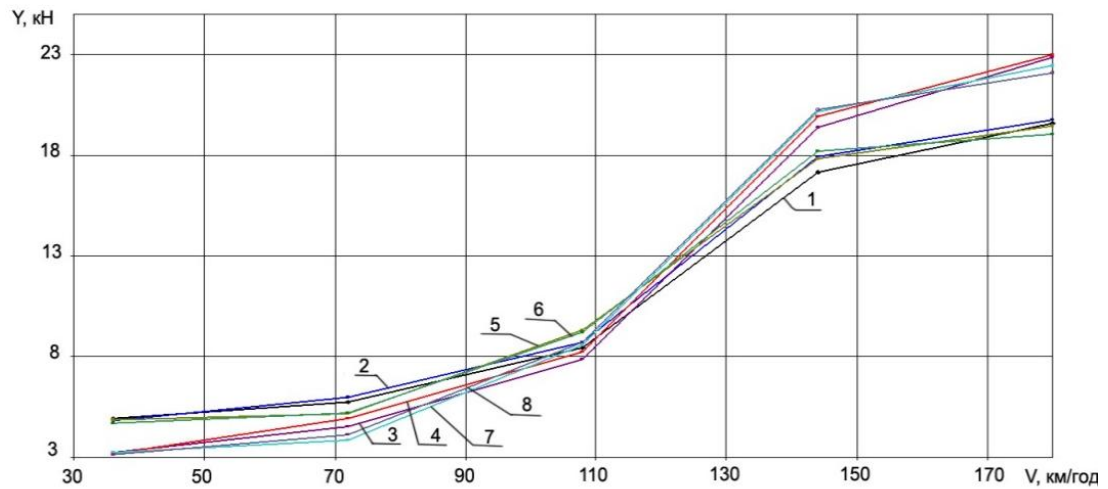


Рисунок А.5 – СКВ горизонтальних сил взаємодії

З розрахункових даних виходить, що СКВ горизонтальних сил інтенсивно наростають в діапазоні швидкостей 108-144 км/год (рис. А.5), тоді як СКВ вертикальних сил (рис. А.6) плавно збільшуються з підвищенням швидкості руху вагона.

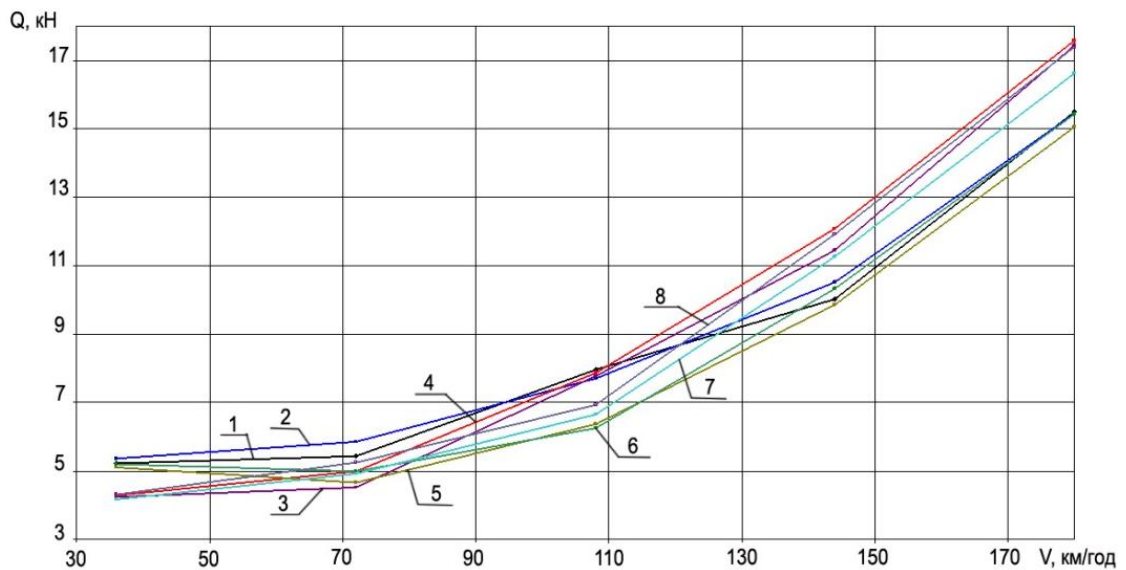


Рисунок А.6 – СКВ вертикальних сил взаємодії

В табл. А.4 і А.5 приведені максимальні значення сил взаємодії коліс і рейок.

За оцінками максимальних значень досліджуваних величин виходить, що при $v = 144$ км/год горизонтальні сили наближаються до величини статичного навантаження від колеса на рейку ($P_0 = 64$, кН), а при $v = 180$ км/год сили Y_2 і Y_3 (від коліс другої і четвертої колісних пар) перевищують цю величину. Динамічні добавки вертикальних сил взаємодії коліс і рейок при $v = 108$ км/год становлять 30% від статичного навантаження, при $v = 144$ км/год – 50%, а при $v = 180$ км/год досягають 75%.

Таблиця А.4 – Максимальні значення сил Y_i , кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	18,19	21,22	30,40	60,01	67,92
	Праве	17,85	21,91	31,17	62,62	68,47
КП №2	Ліве	12,06	16,71	27,9	67,74	80,08
	Праве	11,85	17,93	28,95	69,49	80,43
КП №3	Ліве	17,81	19,11	33,16	62,54	67,3
	Праве	17,24	19,2	32,86	63,77	66,08
КП №4	Ліве	11,94	14,35	30,11	70,66	78,11
	Праве	11,72	15,16	30,61	70,96	76,9

Таблиця А.5 – Максимальні значення сил Q_i , кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	88,14	88,80	96,41	102,5	119,1
	Праве	88,79	90,22	95,68	104,3	119,0
КП №2	Ліве	85,33	86,10	95,88	106,9	124,8
	Праве	85,43	87,59	96,20	108,9	125,3
КП №3	Ліве	87,81	86,46	91,61	102,1	117,6
	Праве	88,24	87,62	91,37	103,6	118,9
КП №4	Ліве	84,99	87,30	92,51	106,3	122,3
	Праве	85,64	88,35	93,43	108,3	124,7

Визначення точок розташування тензометрів проведено на підставі результатів попередніх досліджень напружено-деформаційного стану коліс, за якими встановлено зони деформаційної чутливості до вертикальних і бокових навантажень коліс. Для проведення розрахунку напружено-деформованого стану колісної пари методом скінчених елементів згідно конструкторської документації має створюватись 3D-моделі вагонного колеса, осі та рейки. З розроблених 3D-моделей вказаних елементів складається 3D-модель колісної пари, встановленої на рейки. Створена таким чином 3D-модель колісної пари використовується при побудові розрахункової моделі за методом скінчених елементів.

Для проведення розрахунку напружено-деформованого стану колісної пари та аналізу характеру деформацій, що виникають в дисках коліс, застосовано три розрахункові схеми навантаження. Перша схема включає дію вертикального навантаження на кожен шийку осі силою, відповідно до статичного навантаження колісної пари. Другою схемою імітується тарувальне навантаження колісної пари. Третя схема відповідала навантаженню колісної пари максимальними горизонтальними та вертикальними силами при гребневому контакті одного з коліс.

За результатами міцнісних розрахунків коліс визначено зони деформаційної чутливості дисків стосовно дії вертикальних і горизонтальних навантажень. Місця розміщення тензометрів на дисках коліс уточнювались за результатами даних попередніх експериментальних досліджень. За результатами дослідного аналізу розроблено рекомендації щодо схем остаточного розміщення тензометрів на дисках коліс. Приклади рекомендованих місць розміщення тензометрів на диску колеса показано на рис. А.7.

Для досягнення точних і надійних вимірювань потрібна значна увага при встановлюванні тензометричних схем на колесах вимірювальної колісної пари. Оскільки ВКП має працювати в умовах широкого діапазону динамічних навантажень, підвищеної вологості і значних коливань температури, то для

забезпечення надійної роботи вимірювальних схем застосовують спеціальну технологію захисту від води, масел і сильних вібрацій.

Для калібрування тензометричних схем, розміщених на колесах ВКП, застосовуються спеціалізовані пристрої – для реалізації бокового навантаження колеса в частині, що максимально наближається до зони його контакту з рейкою, і для завдання вертикального навантаження. Ці пристрої повинні бути переносного типу і забезпечувати зручність у проведенні тарувальних робіт.

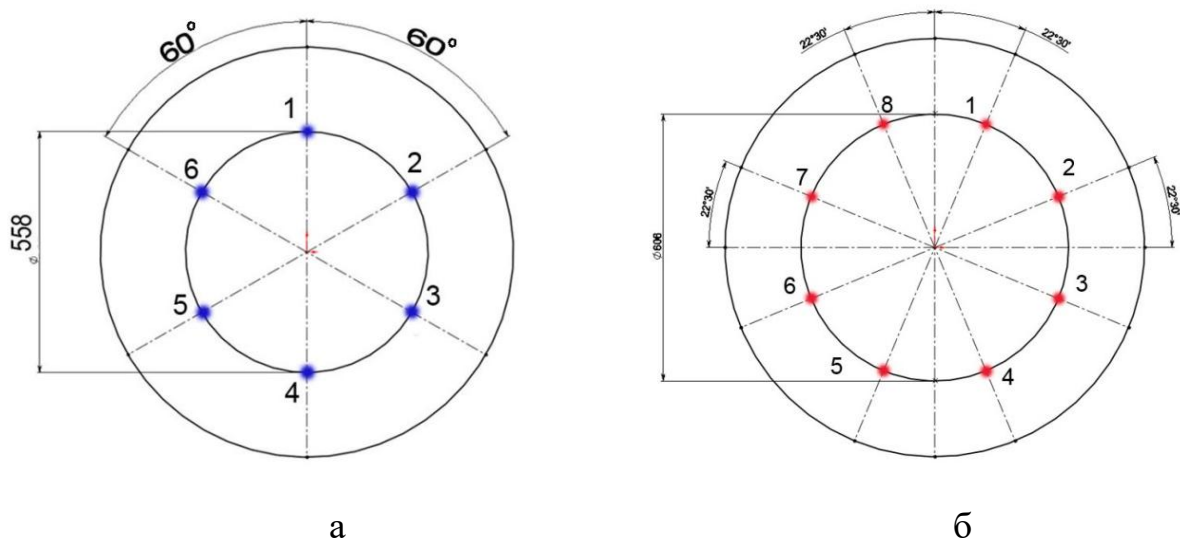


Рисунок А.7 – Схеми розміщення тензометрів для вимірювання деформацій:

а – від вертикального навантаження; б – від бокового навантаження

Пристрій для тарувального навантаження коліс ВКП боковими силами збірно-розбірної конструкції, складеної з окремих елементів. До складу подібного пристрою входять: гідравлічний домкрат, придатний для роботи у горизонтальному положенні; силовимірювальний датчик; замкнута несівна конструкція. Приклад тарувального пристрою показано на рис. А.8.

Тарувальний пристрій має забезпечувати горизонтальне навантаження коліс горизонтальною силою в діапазоні від 0 до Y_{\max} . Значення Y_{\max} задається за вимогами програми випробувань і не повинно бути меншим за $0,8Q_0$, де Q_0 – статичне навантаження колеса на рейку.

Для виконання тарувальних робіт з калібрування тензометричних схем, які призначено для вимірювань вертикальних сил взаємодії коліс з рейками, рекомендується скористатися засобами визначення статичного навантаження коліс залізничного рухомого складу на рейки колії. Для цього застосовується пристрій, який складається з вимірювального та навантажувального блоків.

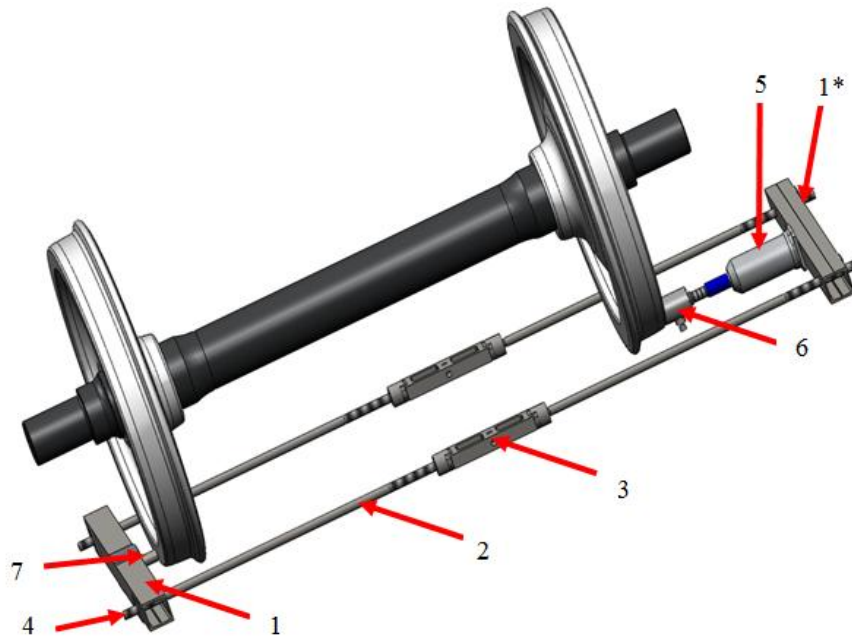


Рисунок А.8 – 3D-модель тарувального пристрою:

- 1 і 1* - опорні балки; 2 – тяга; 3 – стяжна муфта; 4 – гайки М24;
5 – гідравлічний домкрат; 6 – силомірний датчик; 7 – натискний ролик

Вимірювальний блок включає ваговий тензометричний пристрій у комплекті з вторинним приладом і силовимірювальним датчиком. Діапазон вимірювання навантажень складає 0-200 кН. Навантажувальний блок включає: гідравлічний домкрат вантажопідйомністю до 200 кН при максимальному тиску 70 МПа і рівнем піднімання до 500 мм; гідравлічний насос з ручним приводом, який забезпечує тиск до 70 МПа; манометр з діапазоном шкали 0-1000 бар.

Порядок роботи тарувального пристрою калібрування вимірювальних систем колісної пари боковим навантаженням полягає в наступному. Перш за все встановлюються складові пристрою. Далі здійснюється ступеневе навантаження колісної пари. Крок силового навантаження визначається відповідною програмою випробувань. В процесі навантаження реєструються як величини сили, що

прикладається, так і сигнали від тензометричних схем. За результатами обробки отриманих даних тарувань визначаються масштабні коефіцієнти, за якими під час ходових динамічних випробувань певної одиниці рухомого складу визначаються дійсні величини бокових сил.

Перед початком тарувань на вертикальне навантаження виконуються наступні роботи. На позначене місце встановлюється спеціальний башмак для спирання гідродомкрата, при цьому центр башмака суміщають з точкою, визначеною з допомогою виска. На шток гідродомкрата встановлюється тензодатчик вагового тензометричного пристрою, і з допомогою ручного гідравлічного насоса опору тензодатчика підводять до контакту з корпусом букси. Далі проводиться підготовка до вимірювань вагового тензометричного пристрою відповідно до інструкції з його експлуатації.

При виконанні суто тарувальних робіт спочатку за цифровим табло вторинного приладу вагового тензометричного пристрою знімають нульові відліки (без навантаження). Ручним гідравлічним насосом повільно добавляють тиск в його робочому циліндрі, весь час контролюючи стик між поверхнею кочення колеса і головкою рейки колії за допомогою пластинки щупа товщиною 0,2 мм. По цифровому табло вторинного приладу вагового тензометричного пристрою знімають покази, які тотожні навантаженню колеса на рейку.