

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

ДЬОМІН Р. Ю., ДЬОМІН Ю. В.,
ЧЕРНЯК Г. Ю., НОЖЕНКО В. С.

**ДИНАМІКА ТА БЕЗПЕКА
ШВИДКІСНОГО РУХУ
РЕЙКОВИХ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Монографія

*Івано-Франківськ
"НАІР"
2021*

*Рекомендовано Вченою радою
Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля
(Протокол № ... від2021 року)*

Рецензенти:

Самсонкін В.М., д.т.н., професор, професор кафедри технологій транспорту та управління процесами перевезень Державного університету інфраструктури та технологій;

Кузін М.О., д.т.н., провідний науковий співробітник лабораторії залізнично-транспортних досліджень Львівського науково-дослідного інституту судових експертиз.

Дьомін Р.Ю., Дьомін Ю.В., Черняк Г.Ю., Ноженко В.С.

Д 92 Динаміка та безпека швидкісного руху рейкових транспортних засобів: Монографія. / Р.Ю. Дьомін, Ю.В. Дьомін, Г.Ю.Черняк, В.С. Ноженко. Івано-Франківськ: НАІР, 2021. 172 с., 88 рис., 14 табл.
ISBN 978-617-8011-17-8

У монографії розглянуто низку питань щодо оцінювання динамічних показників безпеки руху залізничних транспортних засобів з застосуванням методів обчислювальної механіки. Представлено математичні моделі і результати числових експериментів, що дозволяють досліджувати умови стійкості рухомого складу від сходження з рейок та міцнісні характеристики несівних конструкцій механічних частин. Наведено вимоги до ходових частин та стану колії на лініях швидкісного руху. Обговорено проблеми гарантованої безпеки руху рейкових екіпажів для інтермодальних та інтероперабельних перевезень.

The monograph considers a number of issues related to the assessment of dynamic indicators of motion safety of railway vehicles using the methods of computational mechanics. Mathematical models and results of numerical experiments are presented, which allow studying the conditions of stability of rolling stock from derailment and strength characteristics of bearing structures of mechanical parts. Requirements for running gear and track condition on high-speed lines are given. The problems of guaranteed motion safety of rail vehicles for intermodal and interoperable transportations are discussed.

УДК 629.45/.46.015

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ ОЦІНЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ БЕЗПЕКИ РУХУ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ	8
1.1 Динамічні властивості і стійкість в рейковій колії рухомого складу	8
1.1.1 Дослідження динамічних процесів, що супроводжують рух рейкових екіпажів	8
1.1.1.1 Динамічні якості рейкових екіпажів і безпека їх руху.....	8
1.1.1.2 Автоколювання та стійкість руху рейкових екіпажів.....	9
1.1.1.3 Визначення критичних швидкостей.....	11
1.1.2 Математичне моделювання динаміки рейкових екіпажів.....	13
1.1.2.1 Загальні відомості.....	13
1.1.2.2 Базова модель динаміки руху вагонів з триелементними візками.....	14
1.1.2.3 Визначення засобами комп'ютерного моделювання динамічних показників безпеки руху	17
1.2 Динамічні явища, що сприяють розвитку аварійних ситуацій.....	20
1.2.1 Резонансні режими руху вантажного вагона у порожньому стані.....	21
1.2.2 Умови вичерпання запасу стійкості від сходження з рейок вантажних вагонів.....	24
1.2.3 Вплив технічного стану ходових частин та колії на стійкість вантажних вагонів від сходжень з рейок	27
2 МЕТОДИ І ЗАСОБИ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ РУХОМОГО СКЛАДУ	31
2.1 Визначення ймовірних причин сходження вантажних вагонів з рейок в поїздах.....	32
2.1.1 Комбінована модель динаміки руху вантажного поїзда на ділянці сходження	36
2.1.2 Проведення комп'ютерного експерименту.....	36
2.1.2.1 Основні положення планування комп'ютерного експерименту.....	37
2.1.2.2 Декомпозиція чинників події сходження.....	39
2.1.2.3 До побудови плану повнофакторного експерименту.....	39
2.1.2.4 Оцінювання ризиків сходження	40
2.2 Мобільна система визначення показників динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації.....	41
2.2.1 Загальна характеристика програмно-апаратного комплексу.....	42
2.2.2 Програмне забезпечення.....	44
2.2.3 Підсистеми визначення показників безпеки руху.....	47
2.3 Технології діагностування технічного стану рухомого складу.....	49
2.3.1 Розрахунково-експериментальний метод оцінки динамічних характеристик рейкових екіпажів.....	50
2.3.1.1 Стан проблеми.....	50
2.3.1.2 Зміст розробленої методики.....	51
2.3.2 Використання нейромережевих технологій.....	54
3 МЕТОДИ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ НЕСІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЕКІПАЖНИХ ЧАСТИН.....	57
3.1 Методологічні рекомендації щодо визначення місць контролю технічного стану несівних конструкцій.....	57

3.1.1 Розрахункова оцінка несівної здатності екіпажних частин.....	57
3.1.1.1 Основні положення аналізу напружено-деформованого стану несівних конструкцій.....	57
3.1.1.2 Порядок дослідження конструкційної міцності	61
3.1.1.3 Розрахункові навантаження кузова та рам візків	62
3.1.2 Розрахунки втомної довговічності несівних конструкцій	63
3.1.3 Ймовірнісний метод розрахунку на втому зварних конструкцій	68
3.2 Застосування методів неруйнівного контролю.....	73
3.2.1 Акустичний метод.....	73
3.2.2 Метод неруйнівної металографії	74
3.2.2.1 Загальні відомості.....	74
3.2.2.2 Застосування методу неруйнівної металографії.....	75
3.2.3 Застосування карт контролю технічного стану несівних конструкцій.....	78
4 ВИМОГИ ДО ХОДОВИХ ЧАСТИН ТА СТАНУ КОЛІЇ НА ЛІНІЯХ ШВИДКІСНОГО РУХУ.....	81
4.1 Вимоги до розробки екіпажних частин швидкісного рухомого складу.....	81
4.1.1 Загальні вимоги.....	81
4.1.2 Використання засобів комп'ютерного моделювання для вибору раціональних параметрів екіпажних частин	84
4.1.2.1 Вхідні та вихідні величини.....	84
4.1.2.2 Параметричні дослідження.....	86
4.2 Загальні вимоги до стану колії на лініях швидкісного руху.....	86
4.2.1 Рекомендації ОСЖД щодо устрою та утримання колії на ділянках швидкісного руху.....	87
4.2.1.1 Будова та утримання колії на ділянках змішаного руху.....	87
4.2.1.2 Технологія обслуговування колії.....	88
4.2.1.3 Визначення максимально допустимих бокових сил.....	89
4.2.1.4 Утримання колії на лініях швидкісного руху.....	90
4.2.2 Вимоги до колії для випробувань рухомого складу.....	91
5 УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕДУР ДОПУСКУ РУХОМОГО СКЛАДУ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	95
5.1 Умови забезпечення технічної експлуатації рухомого складу.....	95
5.1.1 Моніторинг технічного стану рухомого складу.....	95
5.1.2 Цілеспрямоване управління безпекою руху поїздів	97
5.1.3 Оцінка безпеки руху за динамічними показниками	98
5.1.3.1 Система динамічних показників рухомого складу колії 1520 мм.....	98
5.1.3.2 Система динамічних показників рухомого складу колії 1435 мм.....	104
5.1.4 Оновлення нормативної бази з допуску рухомого складу до експлуатації...	106
5.1.4.1 Порівняння нормативних вимог щодо рухомого складу колій 1520 мм і 1435 мм.....	106
5.1.4.2 Гармонізація вимог до натурних випробувань рухомого складу.....	108
5.2 Рекомендована експериментальна оцінка міцнісних та динамічних характеристик рухомого складу	110
5.2.1 Стаціонарні випробування	111
5.2.1.1 Поколісне зважування.....	111
5.2.1.2 Визначення моменту сил опору повороту візків.....	112
5.2.1.3 Випробування на скидання з клинів.....	114
5.2.2 Міцнісні випробування	115
5.2.2.1 Стендові випробування.....	115
5.2.2.2 Випробування на співударяння.....	117

5.2.3	Ходові динамічні випробування	118
5.2.3.1	Попередні динамічні розрахунки.....	118
5.2.3.2	Зміст та порядок випробувань на колії.....	120
5.2.3.3	Визначення сил взаємодії коліс і рейок вимірювальними колісними парами.....	122
6 БЕЗПЕКА РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ІНТЕРМОДАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ.....		
6.1	Техніко-технологічне забезпечення інтермодальних перевезень.....	125
6.1.1	Загальні відомості.....	125
6.1.2	Перспективи розвитку комбінованого транспорту.....	128
6.2	Динамічна взаємодія контрейлерної платформи і автопоїзда.....	130
6.2.1	Модель сумісних коливань вагона-платформи з автопоїздом.....	130
6.2.2	Результати динамічних розрахунків.....	134
6.3	Динамічні показники безпеки руху спеціалізованих вагонів-платформ	136
6.3.1	Показники вертикальної динаміки контейнерних платформ на візках з центральним і буксовим підвішуванням.....	137
6.3.2	Оцінка стійкості в рейковій колії вагонів для швидкісних контейнерних перевезень.....	141
6.3.2.1	Динамічні моделі вагонів-платформ.....	141
6.3.2.2	Результати дослідження стійкості вагонів-платформ від сходження з рейок.....	142
7 ТЕХНІЧНІ ПРОБЛЕМИ БЕЗПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ.....		
7.1	Європейські системи AGCS.....	144
7.1.1	Системи TALGO і BRAVA.....	144
7.1.2	Система SUW2000.....	146
7.1.3	Система DB AG/Rafil.....	147
7.2.1	Визначення необхідних процедур підтвердження можливості безпечної експлуатації рухомого складу в системі AGCS.....	149
7.2.2	Дослідження взаємодії коліс і рейок на залізницях колій 1435 мм і 1520 мм	150
7.2.2.1	Геометрична взаємодія коліс і рейок різних стандартів.....	151
7.2.2.2	Обґрунтування мінімальної товщини обода колеса.....	154
ВИСНОВКИ.....		
ЛІТЕРАТУРА.....		
		159

ВСТУП

Транспортні події на залізницях, що пов'язані з трошею поїздів, залежать від множини причин як об'єктивного, так і суб'єктивного характеру. Рівень експлуатаційної безпеки рейкових екіпажів у механічному сенсі визначається головним чином запасом їхньої стійкості від сходження з рейок, що залежить від показників динамічної взаємодії ходових частин і колії. Умови безпеки руху поїздів переважно залежать від конструкційних характеристик і технічного стану ходових частин рухомого складу та колійної структури. Відповідні чинники набувають все більшої ваги з об'єктивним підвищенням вимог до якості перевезень пасажирів і вантажів.

Як відомо, більшість транспортних подій пов'язана з випадками сходжень з рейок вантажних вагонів. Стан вагонного парку свідчить про відсутність проривних наукоємних технічних рішень щодо конструкцій вагонів та технологій їх експлуатації. Так звані інноваційні рішення спрямовані виключно на модернізацію існуючих проектів. Зволікання з технічним переозброєнням залізниць за рахунок поповнення транспортними засобами нової генерації стає однією з провідних причин поточного програшу залізничного транспорту в конкуренції з автомобільним.

Встановлення чинників, що напевно призвели до сходжень 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.

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. Залучення сучасного наукового інструментарію, застосовуваному в галузі динаміки рухомого складу, дозволяє аналізувати процеси, що призвели до сходження рухомого складу з рейок. Досвід численних досліджень з безпеки руху, заснований на комп'ютерному моделюванні динаміки і міцності 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. З аналізу результатів попередніх досліджень актуальних проблем забезпечення технічної експлуатації рухомого складу впливає завдання подальшого розвитку методів оцінки умов стійкості від сходжень з рейок транспортних засобів шляхом залучення сучасних засобів оцінки безпечного функціонування технічних систем.

Таким чином найбільш перспективним в цьому відношенні виявляється технологія комп'ютерного моделювання, зорієнтована на оцінку ризиків сходження рухомого складу з рейок, яку запропоновано в межах загальної розрахунково-експериментальної концепції. Теоретичну основу оперативного встановлення ймовірних чинників сходження рухомого складу з рейок та оцінювання ризику сходження за характеристиками технічного стану

ходових частин та колії складають методи обчислювальної механіки, які втілено в сучасному програмному забезпеченні, призначеному для моделювання динаміки та міцності рухомого складу.

Прогнозування умов гарантованої безпеки руху набуває особливої ваги у зв'язку з безумовною необхідністю формування парку швидкісного рухомого складу. 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. 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, міцності надійності, плавності ходу та допустимої дії на колію.

Вказане завдання стає гостро актуальним при вирішенні питань щодо допуску до експлуатації рейкових екіпажів нової генерації. Крім того, тривалий час залишаються невирішеними питання формування визначеної системи процедур з допуску до постійної експлуатації рухомого складу призначеного для інтермодальних та інтегрованих перевезень. При вирішенні питань, пов'язаних зокрема з допуском до експлуатації вагонів для інтегрованих перевезень, слід визначитися з процедурою підтвердження їх одночасної відповідності вимогам, що пред'являються до рухомого складу колії 1520 мм і колії 1435 мм. Зазначене вказує на необхідність перегляду методів і засобів, котрі традиційно використовуються у натурних випробуваннях рухомого складу.

1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ ОЦІНЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ БЕЗПЕКИ РУХУ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ

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 [1-4]. Оскільки робота залізниць пов'язана з постійним ризиком, завдання забезпечення безпеки залізничних перевезень потребує неухильної уваги. Актуальність цього завдання зростатиме у міру реалізації планів щодо підвищення швидкостей руху на залізницях України. З огляду на цю обставину значної важливості набувають дослідження динамічних показників безпеки руху швидкісного рухомого складу.

1.1 Динамічні властивості і стійкість в рейковій колії рухомого складу

Рівень експлуатаційної безпеки рейкових екіпажів у механічному сенсі визначається головним чином запасом їхньої стійкості від сходження з рейок [5]. 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.

1.1.1 Дослідження динамічних процесів, що супроводжують рух рейкових екіпажів. В механічному сенсі умови безпеки руху поїздів безпосередньо пов'язані з динамікою рейкових екіпажів. За визначенням академіка В.А. Лазаряна динаміка рухомого складу – це розділ механіки машин, у якому вивчаються коливання, стійкість руху, стаціонарні і перехідні режими руху транспортних засобів [6].

1.1.1.1 Динамічні якості рейкових екіпажів і безпека їх руху. Динамічні якості рейкових екіпажів досліджуються як розрахунковим шляхом, так і експериментально. Дослідження динаміки рухомого складу дозволяють проектувати, будувати і модернізувати транспортні засоби так, щоб вони мали необхідні динамічні властивості. Це, насамперед, означає забезпечення гарантованої безпеки руху. Крім того, для пасажирських вагонів прийнятні динамічні якості означають плавний, спокійний хід, при якому створюються комфортні умови перевезень пасажирів. Для вантажних вагонів це означає також схоронність вантажів, що перевозяться.

Динамічні розрахунки та експериментальні дослідження динаміки руху дозволяють також оцінювати навантаженість елементів несівних конструкцій, тобто встановлювати якісні і кількісні характеристики діючих сил для наступних розрахунків одиниць тягового рухомого складу і вагонів та їхніх вузлів на міцність, надійність і довговічність.

Історія розвитку науки про динаміку рухомого складу залізниць природно і нерозривно пов'язана з етапами розвитку залізничного транспорту й у цілому науки і техніки. Проблеми механіки транспорту привертала увагу багатьох видатних вчених. Достатньо зауважити, що фундаментальний внесок у розвиток методів механіки засобів залізничного транспорту зробив видатний учений-механік Степан Прокопович Тимошенко [7].

У свій час українську школу з механіки транспорту створив у Дніпропетровську академік Всеволод Арутюнович Лазарян [8]. Розвиваючи зі своїми учнями наукову теорію стосовно динаміки вагонів і локомотивів, В.А. Лазарян приділяв велику увагу експерименту. Багато з поставлених ним натурних дослідів з рухомим складом були унікальними. Досить згадати проведені на початку 70-х років на Придніпровській залізниці на ділянці Новомосковськ – Дніпродзержинськ випробування швидкісного вагона-лабораторії з реактивною тягою. Тоді було досягнуто рекордної на той час швидкості руху на звичайній колії 1524 мм – 250 км/год. Проведені з швидкісним вагоном-лабораторією експерименти дали багатий фактичний матеріал, що дозволило різко підняти рівень знань в галузі динаміки рухомого складу [9].

Теоретичні дослідження динамічних властивостей рухомого складу суттєво збагатились завдячуючи напрацюванням М.Л. Коротенка [10]. Методика побудови математичних моделей просторових коливань локомотивів і вагонів Виконаний ним аналіз стійкості руху багатьох типів рухомого складу на основі теорії О.М. Ляпунова дозволив запропонувати низку практично важливих рекомендацій з вибору розрахункових схем і значень параметрів ходових частин. М.Л. Коротенком вперше було сформульовано і вирішено задачу оптимізації параметрів рейкових екіпажів за умовою стійкості їх незбуреного руху.

Найбільш повні математичні моделі просторових коливань вагонів побудовані за участі В.Д. Дановича [11-13]. В його дисертаційній роботі [14] узагальнено результати моделювання і обґрунтовано положення про припустимість розгляду бокових коливань вагона незалежно від коливань у вертикальній поздовжній площині симетрії.

Удосконаленню методів моделювання динаміки рейкових екіпажів присвячено цикл праць науковців Інституту технічної механіки НАНУ і НКАУ, виконаних під керівництвом В.Ф. Ушкалова [15, 16]. Зокрема, розвинуто методи поглиблених досліджень випадкових коливань і динамічної взаємодії елементів ходових частин з рейковою основою, що деформується. З використанням цих методів проведено дослідження з модернізації ходових частин вагонів для підвищення їх динамічних якостей і поліпшення взаємодії з колією.

Математичний опис динамічних процесів, що супроводжують криволінійний рух рейкових екіпажів, наведено в монографії М.О. Радченка [17]. Ним досліджено просторові коливання рухомого складу під час руху перехідними і круговими кривими.

Теоретичні та експериментальні дослідження динаміки вагонів-цистерн з урахуванням рухомості рідкого вантажу виконано Г.І. Богомазом [18]. Одержані результати дозволили прогнозувати навантаженість кузовних елементів вагонів-цистерн при експлуатаційних режимах руху.

Основні питання, що виникають при аналізі коливань рейкових екіпажів, пов'язані з достовірністю оцінки контактної взаємодії коліс і рейок. Досвід розробки і впровадження нових типів рухомого складу, призначеного для перспективних умов експлуатації, засвідчує важливість проблеми «колесо-рейка» при вирішенні завдань забезпечення безпеки руху і плавності ходу об'єктів нової техніки транспортного машинобудування.

Дослідження процесів взаємодії коліс тягового рухомого складу з рейками виконані в СНУ ім. В. Даля О.Л. Голубенком, М.І. Горбуновим, В.П. Ткаченком, С.Ю. Сапроновою [19-24]. Зокрема, розроблено методики оцінки характеристик зчеплення коліс і рейок з урахуванням їх фрикційного стану та конструкційних особливостей екіпажних частин. Завдяки запропонованим методикам на стадії проектування або модернізації тягового рухомого складу отримано прогнозні оцінки технічних характеристик, що сприяло удосконаленню конструкцій екіпажних частин.

1.1.1.2 Автоколивання та стійкість руху рейкових екіпажів. Безпека руху транспортних засобів безпосередньо пов'язана з проблемами їх бокових коливань. Характерною особливістю бокових коливань транспортних засобів, рух яких направляється рейковою колією, є схильність за певних умов до самозбудження автоколивань [25]. Подібні автоколивальні системи широко відомі в техніці. Це, наприклад, автоколивальні режими керованих коліс автомобіля [26], шимі переднього колеса літакового шасі [27], флатер крила літака й інших пружних конструкцій, котрі перебувають в потоках рідини або газу [28]. Потенційно автоколивальними системами є також рідинні ракети-носії космічних апаратів внаслідок кавітаційних явищ у паливних магістралях [29].

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 [30-33]. 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 вузлами сухого тертя [34-36].

Найменше значення швидкості руху, при якому виникають незгасаючі бокові автоколивання 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) [37, 38]. Якщо критичні швидкості опиняються у робочому діапазоні швидкостей руху рейкового екіпажу того чи іншого типу, то це в кращому випадку може призвести до прискореного 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.

Причиною втрати стійкості руху рейкових екіпажів є сили контактної взаємодії коліс і рейок, пов'язані з явищем крипу [37]. Сили крипу діють у контактній площині. За структурою ці сили належать до неконсервативних позиційних сил [39]. Системи, в яких діють такі сили, за класифікацією В.В. Болотіна є активними, тобто схильними до самозбудження коливань, які підтримуються зовнішнім джерелом енергії.

Якщо вагон рухається зі швидкостями, які вищі від критичної, через виляння колісних пар гребені коліс періодично вступають у контакт з рейками, що супроводжується тертям ковзання. Залежно від конструкції та технічного стану візка вантажного вагона довжина хвилі виляння колісних пар становить від 18 до 25 м. Частота коливань виляння практично пропорційна швидкості руху вагона. У такий спосіб у спектрі власних коливань вагона крім постійних частот є частоти, залежні від швидкості руху.

Як правило, періодичний гребеневий контакт коліс з рейками триває на відрізках завдовжки 5...7 м. Таким чином, із усієї довжини пробігу зі швидкістю, вище критичної, майже третину шляху вагон проходить з ковзанням гребенів коліс голівками рейок, що збільшує зношувальність колісних пар. Американськими інженерами-механіками встановлено, що підвищення критичної швидкості лише на 16 км/год подвоює термін служби колісних пар [40].

Гострота проблеми автоколивальних вилянь 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 [41] вважається, що критична швидкість досягається, коли поперечні прискорення візка перевищують 0,8 g впродовж 1,5 с. В дисертаційній роботі [42] відмічається що практичною ознакою досягнення екіпажем своєї критичної швидкості може бути різке збільшення (в 2...3 рази) поперечних прискорень колісної пари. В праці [43] 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 [44].

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 автоколивальних на процеси вимушених коливань. Проте найбільш суттєвий вклад у величини, що визначають динамічну навантаженість екіпажних конструкцій, вносять автоколивання [45]. Нестабільність

рейкових екіпажів викликає різке збільшення рівня бокових сил, що призводить до розладу колії (рис. 1.2). Тим самим створюється реальна загроза безпеці руху.

У Північній Америці аварії через вилання екіпажів складають більше 10% від загального числа щорічних сходжень рухомого складу з рейок [46]. Поперечні коливання вилання 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 [47] і розвиненою його послідовниками теорії стійкості руху [48-52].

Втрата екіпажем стійкості в колії означає, що його вібропереміщення в поперечному горизонтальному напрямку наростатимуть до тих пір, поки гребені коліс не вступлять в періодичний контакт з головками рейок [53]. Таким чином встановлюються граничні цикли бокових коливань екіпажів, тобто автоколивальні режими руху. Сталі автоколивання рейкових екіпажів на спрощених моделях досліджувались асимптотичними методами нелінійної механіки, розробленими М. М. Боголюбовим і Ю. О. Митропольським [54]. Такий підхід використовувався в працях [55, 56]. В указаних працях викладено результати досліджень впливу на характеристики граничних циклів коливань умов взаємодії коліс і рейок.

Проблема вилання рейкових екіпажів вивчалась за допомогою фізичних моделей і в натурних умовах у зв'язку з розробкою рухомого складу для швидкісних ліній Японії [57, 58]. 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 вилання екіпажів, чутлива до умов зчеплення коліс і рейок [58].

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 [41, 59-62].

Дотичні сили взаємодії коліс рухомого екіпажу і рейкової колії (сили псевдоковзання або крипу) за своєю структурою є неконсервативними позиційними силами [55]. В теорії коливань системи, що піддані дії неконсервативних позиційних сил, відносяться до активних систем [63]. Такі системи схильні до самозбудження коливань.

Стосовно динаміки рухомого складу залізниць ефективне використання методів теорії стійкості, зокрема першого наближення Ляпунова, здійснено В.А. Лазаряном та його учнями і послідовниками [53, 64, 65]. 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.

1.1.1.3 Визначення критичних швидкостей. Принципово новим елементом у системі вибору раціональних параметрів екіпажної частини швидкісного рухомого складу є визначення критичної швидкості. 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 [25]:

– перший підхід засновано на аналізі дійсних частин власних значень

$$h_{max} = \max_{j=1,2n} h_j = \max_{j=1,2n} Re(\lambda_j)$$
 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 [66]. 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 спираання кузова на візки при їх взаємних поворотах згадана формула має вигляд

$$\beta_{i-j}^l = 4W / \pi \cdot \Delta\psi_{1-j} \cdot \omega, \quad (1.1)$$

де $\Delta\psi_{1-j}$ - амплітудні значення кутів взаємних поворотів кузова і візків;

ω - частота автоколивань.

Значення $\Delta\psi_{1-j}$ 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

$$V_{AK} = \min |V_{KP}^{(1)}, V_{KP}^{(2)}, \dots, V_{KP}^{(l)}|. \quad (1.2)$$

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.

1.1.2 Математичне моделювання динаміки рейкових екіпажів. 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 [25]. Нині імітаційне або комп'ютерне моделювання стає практично єдиним ефективним засобом знаходження «найкращого» рішення у багатьох складних системах і засобом підтримки прийняття відповідальних рішень в різних сферах діяльності [67]. Моделювання допомагає зрозуміти складні системи, передбачити їх поведінку в різних ситуаціях, дозволяє оцінити ефект планованих змін, виконати порівняльний аналіз якості можливих варіантів технічних рішень.

1.1.2.1 Загальні відомості. 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 наблизитися 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, GENSY, NUCARS, SIMPACK, UM [68].

Як результат значного прогресу у розвитку засобів комп'ютерного моделювання в Пам'ятці UIC 518 останньої редакції комп'ютерне моделювання поставлене на одному рівні з випробуваннями рухомого складу, коли йдеться про оцінку безпеки руху та ходових властивостей залізничного транспортного засобу [69]. 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 ступеню впливу відповідних факторів на динамічні показники стійкості вагонів від сходження з рейок.

1.1.2.2 Базова модель динаміки руху вагонів з триелементними візками. 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 рисунку 1.1.

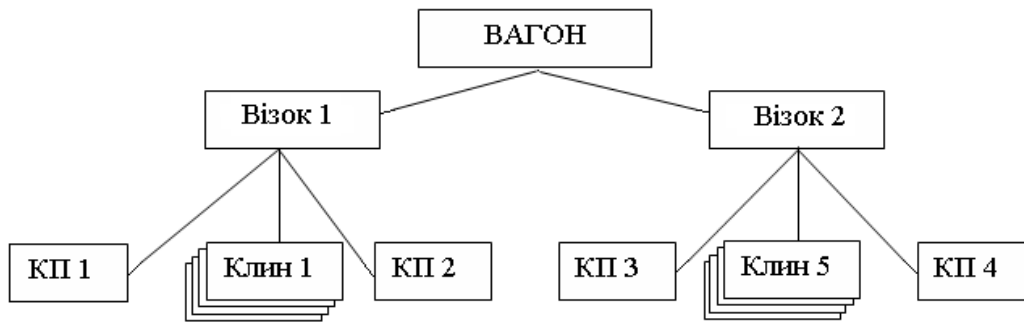


Рис. 1.1. Структура підсистем моделі

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.

Об'єкт вантажний вагон (рис. 1.2) – це завершена комп'ютерна модель окремого чотиривісного вантажного вагона, що включає підсистеми двох візків і кузов, як тверде тіло з шістьма степенями вільності.

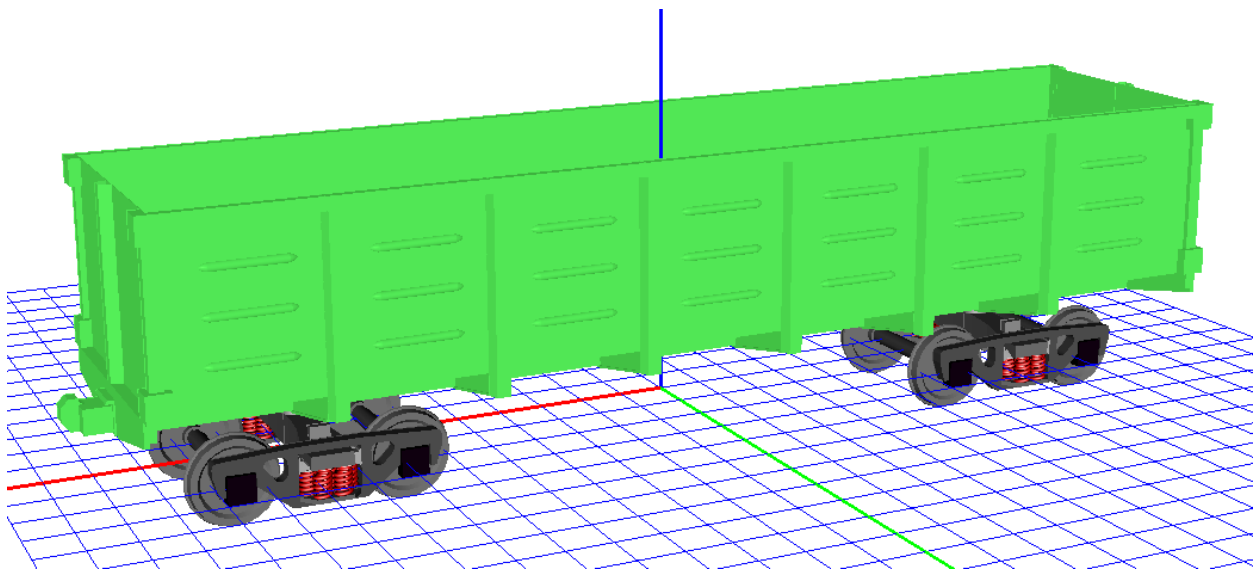


Рис. 1.2. Загальний вигляд моделі вантажного вагона

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 [70]

$$\overline{G\eta}(f) = \frac{b_i V^{\gamma_i - 1}}{f^{\gamma_i}} + \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^m \frac{a_j}{\alpha_j V} \exp\left[-\frac{(f - \beta_j V)^2}{4\alpha_j^2 V^2}\right], \quad (1.3)$$

де $\overline{G\eta}(f)$ - 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 (1.3) 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:

$$U(t) = \sum_{k=1}^N A_k \cos(\omega_k t + \phi_k). \quad (1.4)$$

Величини, що входять у вираз (1.4), визначаються таким чином:

$$A_k = \sqrt{2S_k \cdot \Delta f}; \quad (1.5)$$

$$\omega_k = 2\pi \cdot k \cdot \Delta f, \quad (1.6)$$

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 (1.4) визначить випадковий процес, що має задану спектральну щільність $S(f)$.

Моделювання випадкового процесу із заданою спектральною щільністю зводиться до обчислення A_k, ω_k, ϕ_k ($k = \overline{1, N}$) і подальшого підсумовування за формулою (1.4). У приведеному алгоритмі задовольняється відповідність значень частотної характеристики. Реалізації, що отримуються за допомогою виразів типу (1.4), 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 (1.3). 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:

$$f_c = \frac{1}{2h} \geq f_{\max}, \quad (1.7)$$

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

Коефіцієнти ряду Фур'є обчислюються за формулою:

$$X_i = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=0}^{N-1} u_n \exp(-j \frac{2\pi \cdot n}{N} i) \quad (1.8)$$

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 (1.3).

Якщо коефіцієнти ряду Фур'є визначені за формулою (1.8), то оцінка спектральної щільності на вказаних дискретних частотах має вигляд

$$G_i = 2h \cdot |X_i|^2. \quad (1.9)$$

Для того, щоб сформувану 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

$$\phi_j^r = \begin{cases} \phi_j^l + \pi & \text{при } \phi_j^l \leq \pi \\ \phi_j^l - \pi & \text{при } \phi_j^l > \pi \end{cases} \quad (j = \overline{j_1, j_2}), \quad (1.10)$$

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: напіввагонів, критих вагонів, вагонів-хоперів, а також цистерн певних моделей, які розрізняються за конструкцією кузовів, але мають стандартизовані ходові частини.

1.1.2.3 Визначення засобами комп'ютерного моделювання динамічних показників безпеки руху. За результатами чисельних досліджень і розслідувань транспортних подій виходить, що об'єктами аварійних ситуацій все частіше стають вантажні вагони у порожньому стані. Найбільш схильними до втрати стійкості в рейковій колії є порожні вагони з високим центром мас (вагони бункерного типу, вагони-цистерни, тощо). Разом з тим, останнім часом відмічаються випадки сходження з рейок порожніх вагонів-платформ.

У цьому дослідженні оцінено умови стійкості від сходження з рейок вантажних вагонів на прикладі найбільш поширеної у вагонному парку універсальної чотирирівної 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. 1.3.

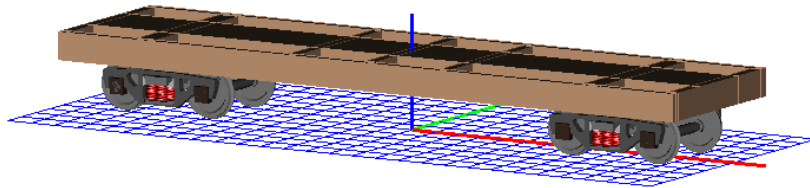


Рис. 1.3. Графічний вигляд моделі динаміки руху платформи моделі 13-4012

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. 1.4 і 1.5 (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.

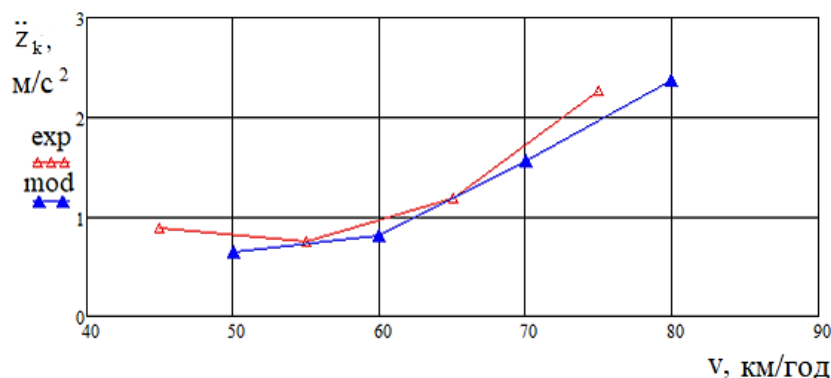


Рис. 1.4. Середньоквадратичні відхилення прискорень кузова платформи у вертикальному напрямку

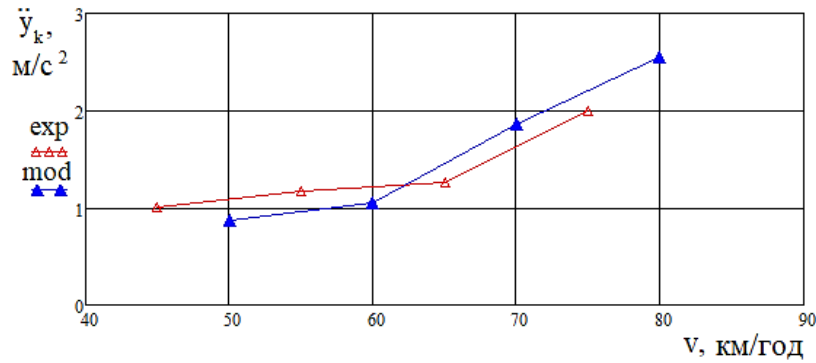


Рис. 1.5. Середньоквадратичні відхилення прискорень кузова платформи в горизонтальному поперечному напрямку

За планом обчислювального експерименту розглянуто 8 розрахункових варіантів, зміст яких представлено в табл. 1.1. Слід зазначити, що, крім 8-го варіанту, стан колії відповідав фактично встановленому на ділянці сходження. Розрахунки виконано при швидкості руху 68 км/год.

Таблиця 1.1

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 підвішенні
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.

На рис. 1.6 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.

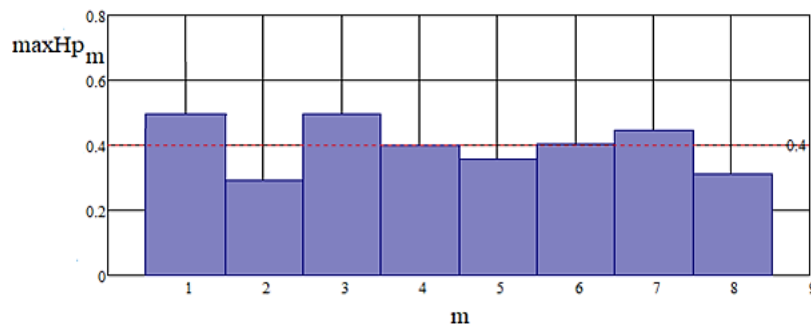


Рис. 1.6. Максимальні рамні сили $\max H_{p_m}$

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.

Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари $\min kz_m$ від сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки наведені на рис. 1.7. Тут позначено гранично допустиме значення для коефіцієнтів kz_m , що становить 1,3.

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 $\min kz_m$ вказує на їх невідповідність. Відсутність кореляції між оціночними даними цих показників свідчить про недосконалість існуючих підходів щодо оцінки умов безпеки руху вантажних вагонів.

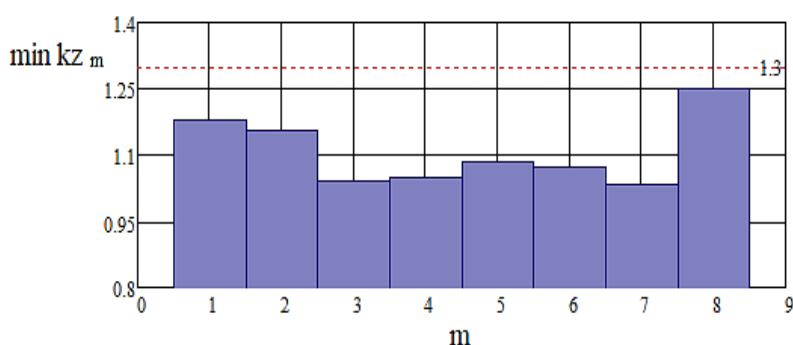


Рис. 1.7. Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари $\min kz_m$

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_m . Максимальні значення величини $\max dz_m$ наведено на рис. 1.8.

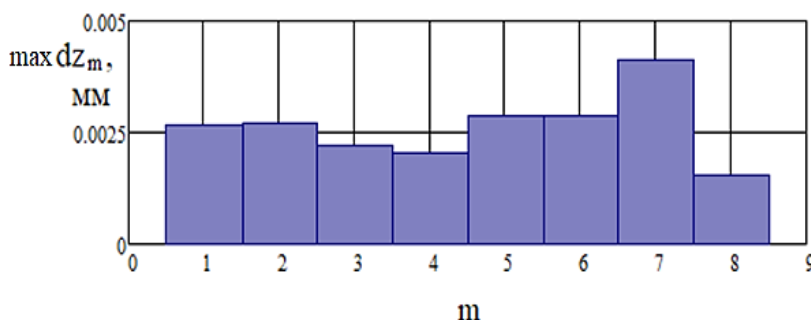


Рис. 1.8. Максимальні значення підйомів колеса над рейкою $\max dz_m$

Дані, представлені на рис. 1.8, 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.

1.2 Динамічні явища, що сприяють розвитку аварійних ситуацій

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 [71, 72]. 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 [73, 74].

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 [75, 76]. 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.

1.2.1 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 [77-80]. До того ж відмічається схильність до втрати стійкості від сходження з рейок вагонів у порожньому стані [81]. 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 [82].

За результатами чисельних досліджень і розслідувань транспортних подій виходить, що об'єктами аварійних ситуацій все частіше стають вантажні вагони у порожньому стані [81, 82]. Найбільш схильними до втрати стійкості в рейковій колії є порожні вагони з високим центром мас (вагони бункерного типу, вагони-цистерни, тощо).

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 невіднесена 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 демпфувальні властивості через ослаблення або повне виключення з роботи клинових гасителів коливань, що викликається так званим завищенням клинів [84, 85]. 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. 1.9 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 $V_p^{(4)}$.

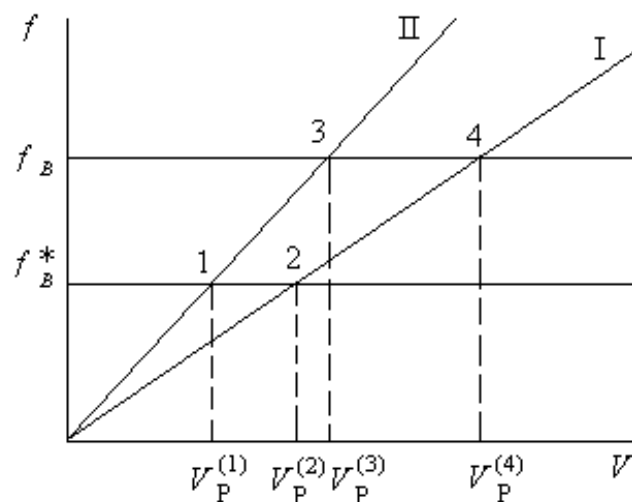


Рис. 1.9. Схема визначення резонансних швидкостей

Найбільш небезпечним для порожніх вагонів є швидкісний діапазон $V_p^{(1)} - V_p^{(2)}$, якому відповідають випадки недостатнього або відсутнього демпфірування коливань (рис. 1.9). 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. 1.2. Частоти коливань підскакування f_{Π} і f_{Π}^* , галопування f_{Γ} і f_{Γ}^* та бічної хитавиці $f_{\delta x}$ і $f_{\delta x}^*$ 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 1.2

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. 1.10 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_{Π} , f_{Γ} і $f_{\delta x}$, а лінії 4, 5, 6 – частотам f_{Π}^* , f_{Γ}^* і $f_{\delta x}^*$. 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.

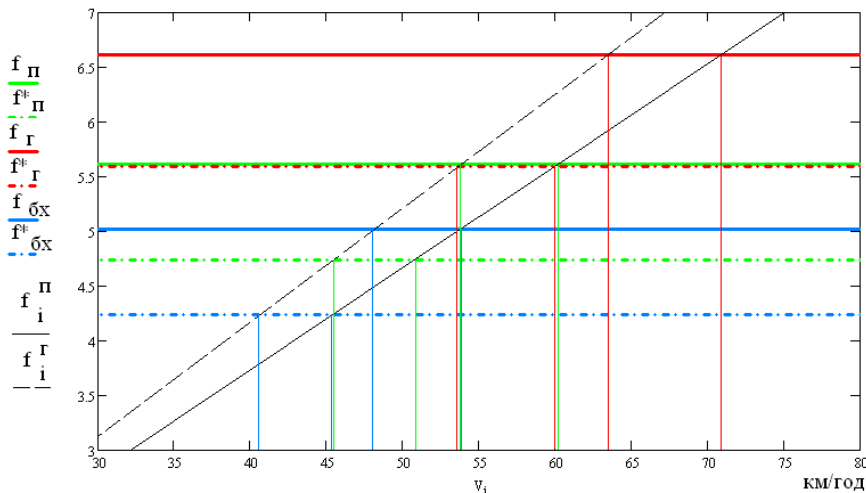


Рис. 1.10. Резонансні швидкості напіввагона

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.

1.2.2 Умови вичерпання запасу стійкості від сходження з рейок вантажних вагонів. 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. 1.11 наведено залежності кількості обчислювальних варіантів від кількості k факторів, що досліджується, і їх рівнів m .

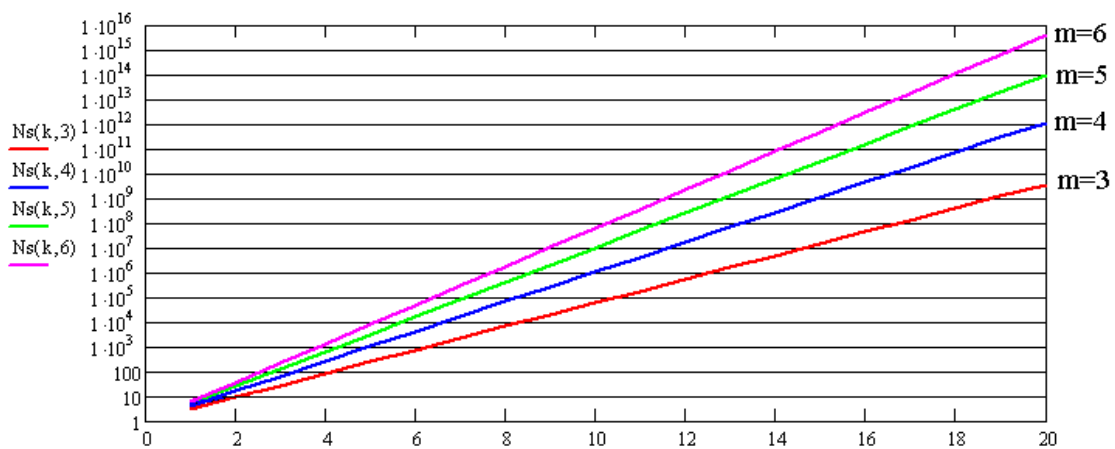


Рис. 1.11. Залежності кількості варіантів від кількості факторів

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. 1.3.

Таблиця 1.3

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

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. 1.4). Експеримент за таким планом дозволяє кількісно оцінювати ефекти впливу, як окремих факторів, так і взаємодії факторів [86].

Таблиця 1.4

Розрахункові варіанти щодо технічного стану ходових частин напіввагона

Номери варіантів	fp	$wр, м$	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
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
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

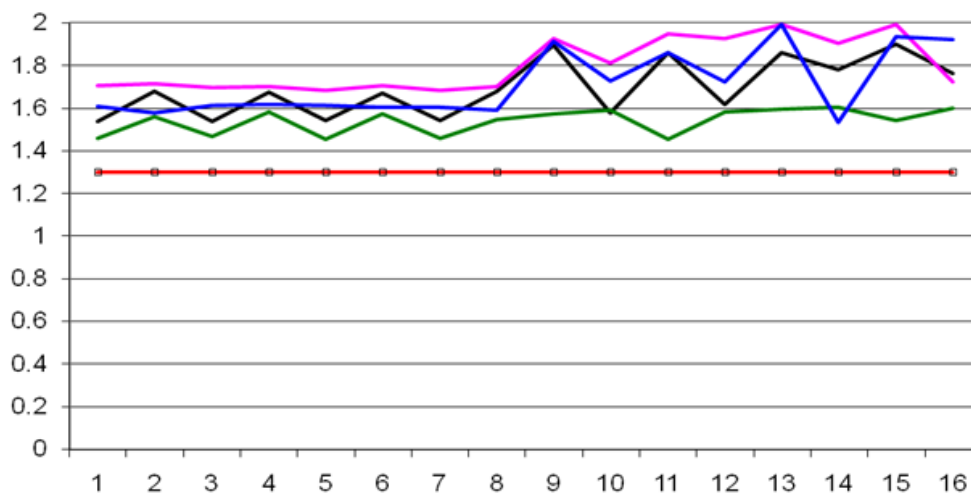
Продовження таблиці 1.4

1	2	3	4	5	6	7
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

У якості об'єкту дослідження розглянуто рух напіввагона, як найбільш поширеного у вагонному парку типу вантажного вагона. Рух напіввагона моделювався у порожньому стані при значеннях швидкості руху $V = 60, 70, 80, 90$ км/год. Також розглянуто два рівня нерівностей колії. В першому випадку умовно приймався стан колії з відступами не вище II ступеню [87]. При цьому середньоквадратичні відхилення нерівностей колії становили в горизонтальному напрямку 0,0035 м, в вертикальному напрямку – 0,0046 м. В другому випадку умовно приймався стан колії з відступами IV-V ступенів. В цьому випадку середньоквадратичні відхилення нерівностей колії становили в горизонтальному напрямку 0,0071 м, в вертикальному напрямку 0,0092 м. Для з'ясування впливу плану колії на передумови сходження моделювалися два режими руху напіввагона на прямій ділянці колії і в круговій кривій з радіусом 600 м. При цьому стан колії приймався з відступами не вище II ступеню. Загальна кількість виконаних варіантів розрахунку динаміки руху напіввагона становила 1728.

Для того, щоб з'ясувати вплив на стійкість від сходжень типу вантажного вагона були виконані розрахунки для напіввагона, критого вагона, вагона-хопера і вагона-цистерни. При цьому, враховуючи той факт, що зазори в поздовжньому напрямку між буксовими вузлами і боковими рамами позначилися на стійкості від сходжень порожнього напіввагона менше, ніж інші зміни технічного стану, було розглянуто тільки 16 варіантів розрахунку за номерами $N = 5 + 9i$, де $i = 1, \dots, 15$ (таблиця 1.4).

На рис. 1.12 і 1.13 надані значення об'єднаних коефіцієнтів запасу стійкості k_{dr0} для чотирьох типів вантажних вагонів в порожньому стані при швидкості руху 60 і 80 км/год відповідно. Тут лінії, що сполучають розрахункові значення k_{dr0} позначені наступним чином: 1 – для напіввагона; 2 – для критого вагона; 3 – для вагона хопера; 4 – для вагона-цистерни.

Рис. 1.12. Значення показника запасу стійкості k_{dr0} при $V = 60$ км/год

За даними рис. 1.12 рівень запасу стійкості від сходжень при швидкості 60 км/год для вказаних типів вантажних вагонів вище за допустиме значення за усіма розглянутими

варіантами. Критий вагон має переважно кращі значення показника запасу стійкості, тоді як найменші значення k_{dr0} отримані для вагона-хопера. В цілому більший вплив технічного стану візків на запас стійкості спостерігається для напіввагона і вагона-хопера, в той же час підвищення тертя в п'ятникових вузлах відбивається на значеннях k_{dr0} для критого вагона і цистерни.

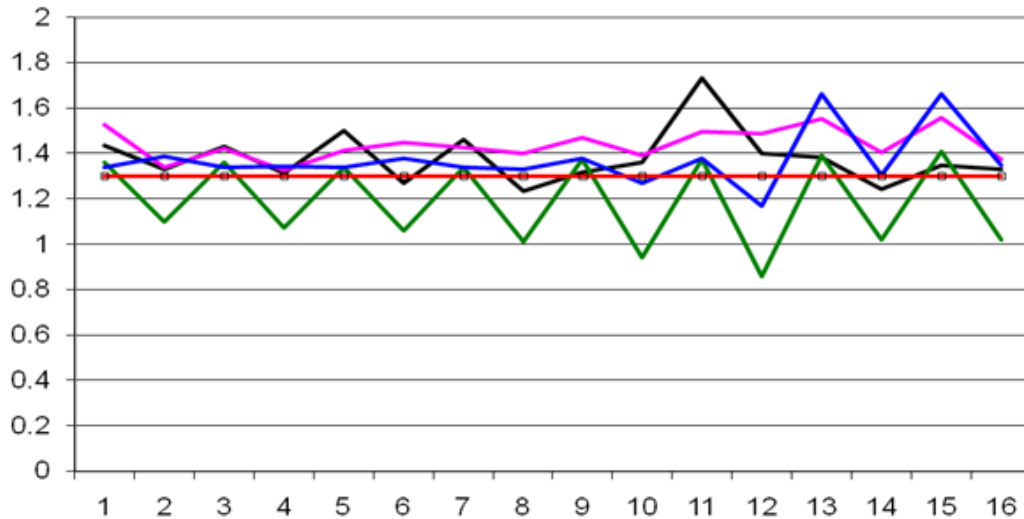


Рис. 1.13. Значення показника запасу стійкості k_{dr0} при $V = 80$ км/год

За розрахунковими даними (рис. 1.13) виходить, що при швидкості руху 80 км/год значення коефіцієнтів k_{dr0} вище за допустиме значення має тільки критий вагон, причому для варіантів 14 і 32 (таблиця 1.4) рівень значень k_{dr0} для критого вагона майже співпадає з допустимим значенням. В залежності від розрахункового варіанта щодо стану ходових частин напіввагон і вагон-цистерна мають запас стійкості від сходження з рейок або вище за допустиме значення, або трохи нижче за нього. Запас стійкості вагона-хопера майже для всіх варіантів нижчий за допустимий рівень, причому технічний стан ходових частин суттєво відбивається на значенні k_{dr0} , змінюючи його з 1,4 для варіантів зі справною клинковою системою до 0,86, коли клини виключені (вільні).

За відповідними розрахунками рівень значень k_{dr0} , отриманих при швидкості 90 км/год для вагонів розглянутих типів нижче за допустиме значення майже за всіма розрахунковими варіантами. Особливо низькі значення k_{dr0} одержані для напіввагона і критого вагона у варіантах, коли моделюється завищене тертя в п'ятникових вузлах і непрацездатна клинова система.

1.2.3 Вплив технічного стану ходових частин та колії на стійкість вантажних вагонів від сходжень з рейок. За вказаними варіантами шляхом комп'ютерного моделювання проведені розрахунки динаміки напіввагона в порожньому стані. Порівняльний аналіз отриманих результатів проведено за об'єднаним показником стійкості від сходження напіввагона 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. 1.14 наведені значення об'єднаного коефіцієнта стійкості проти сходження K_{c0} при швидкостях руху напіввагона 60,70, 80 і 90 км/год на прямій ділянці колії задовільного стану для всіх варіантів розрахунку.

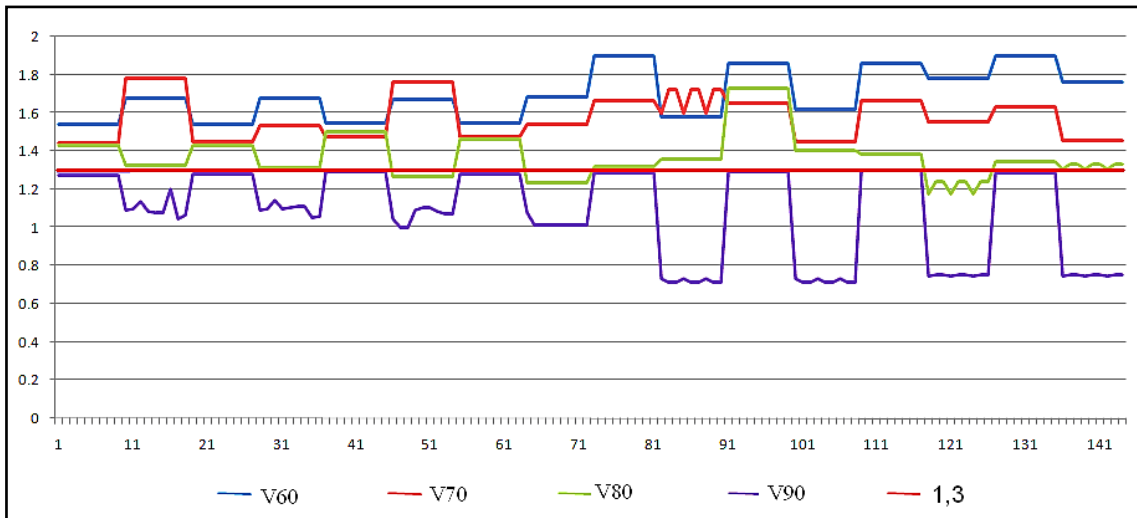


Рис. 1.14. Об'єднаний показник запасу стійкості K_{co} для всіх варіантів розрахунку;
 $V = 60, 70, 80, 90$ км/год

При швидкостях руху 60 і 70 км/год усі обчислені значення коефіцієнтів запасу стійкості K_{co} отримано вище за допустимий рівень – 1,3 [88]. 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 напіввагона 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_{co} вищі за гранично допустимий рівень.

За результатами розрахунків при $V = 90$ км/год виходить, що, у залежності від варіантів поєднання розглянутих факторів, значення K_{co} або знаходяться на межі допустимого, або суттєво нижче. Так, у розрахункових варіантах, що відповідають випадкам руху напіввагона з виключеними гасителями коливань (варіанти 10 – 18, 28 – 36, 46 – 54, 64 – 72, 82 – 90, 100 – 108, 117 – 126, 136 – 144), отримані значення K_{co} 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 напіввагона з рейок є можливою з високим ступенем ймовірності.

Для оцінки впливу стану колії на коефіцієнти запасу стійкості від сходжень з рейок порожнього напіввагона рівень нерівностей в горизонтальному і вертикальному напрямках було збільшено у два рази. Це дозволило змодельовати стан колії з відхиленнями IV ступеню. На рис.1.15 показано об'єднаний показник K_{co} при двох станах колії: світлосинім кольором – для незадовільного стану (IV ступень відхилень); темносинім кольором – для задовільного стану (II ступень відхилень).

З порівняння об'єднаних коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень K_{co} , що розраховані для двох станів колії і приведені на рисунку 3, випливає 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 напіввагона з рейок.

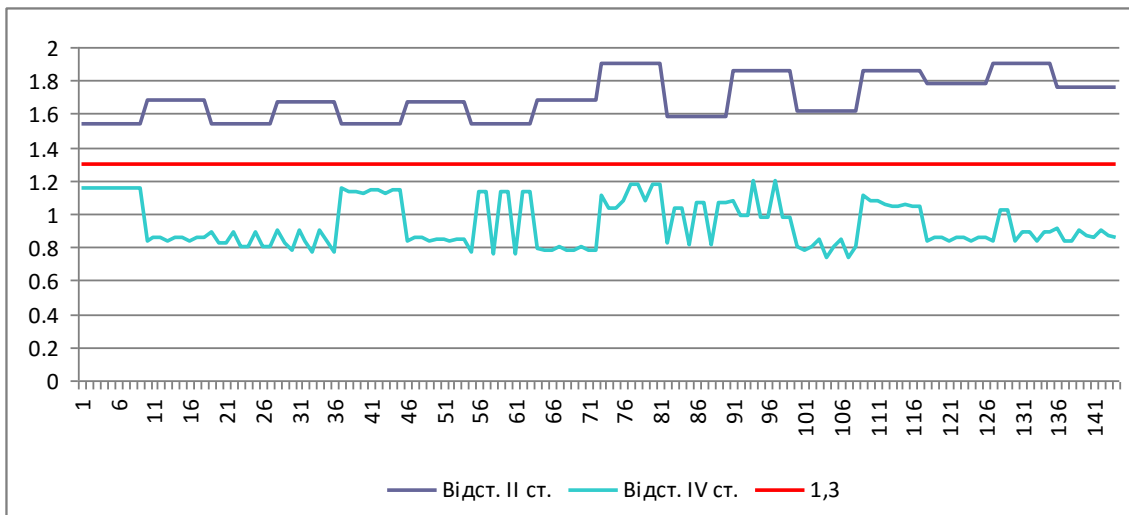


Рис. 1.15. Об'єднаний показник запасу стійкості проти сходжень вагона з рейок при задовільному і незадовільному станах колії; $V = 60$ км/год

На рис. 1.16 зведено усі об'єднані показники K_{co} запасу стійкості від сходжень порожнього напіввагона 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.

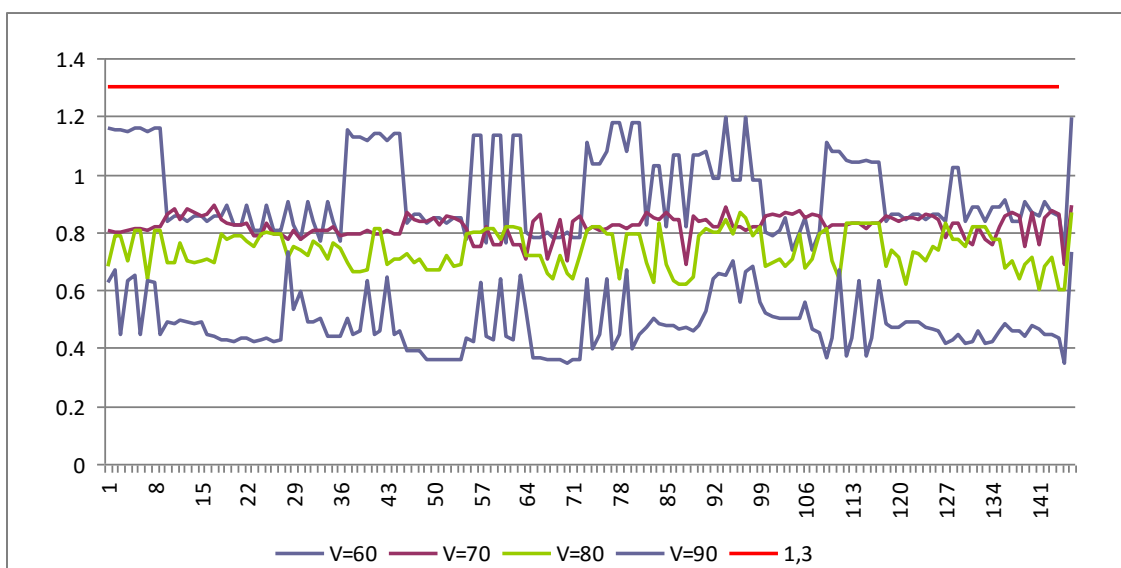


Рис. 1.16. Об'єднаний показник запасу стійкості від сходжень напіввагона з рейок при незадовільному стану колії; $V = 60, 70, 80, 90$ км/год

Як видно з результатів, що представлені на рисунку 4, значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень з рейок порожнього напіввагона (K_{co}) при незадовільному стані колії, по-перше, значно нижчі допустимого рівня, по-друге, при швидкостях 70 і 80 км/год технічний стан напіввагона впливає на значення цих коефіцієнтів не так суттєво, як при швидкостях 60 і 90 км/год.

Для оцінки впливу плану колії на коефіцієнти запасу стійкості від сходження з рейок порожнього напіввагона 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 напіввагона 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 напіввагона 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 МЕТОДИ І ЗАСОБИ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ РУХОМОГО СКЛАДУ

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

2.1 Визначення ймовірних причин сходження вантажних вагонів з рейок в поїздах

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 множини 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.

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 колієвимірвальним вагоном ділянки, де сталось сходження.

2.1.1 Комбінована модель динаміки руху вантажного поїзда на ділянці сходження. Для розслідування причин сходжень з рейок вантажних вагонів у складі поїздів запропоновано комбіновану комп'ютерну модель динаміки поїзда (рис. 2.1) [1, 90]. 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-ю ступенями свободи [91]. 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.

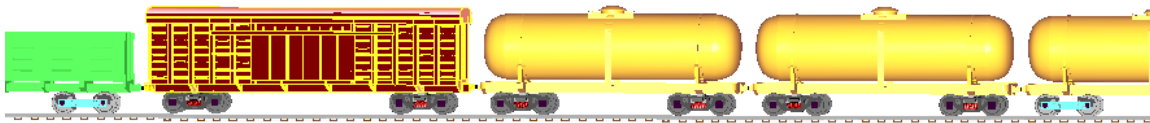


Рис. 2.1. Фрагмент комбінованої моделі динаміки поїзда

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 автзчепи 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. 2.2).

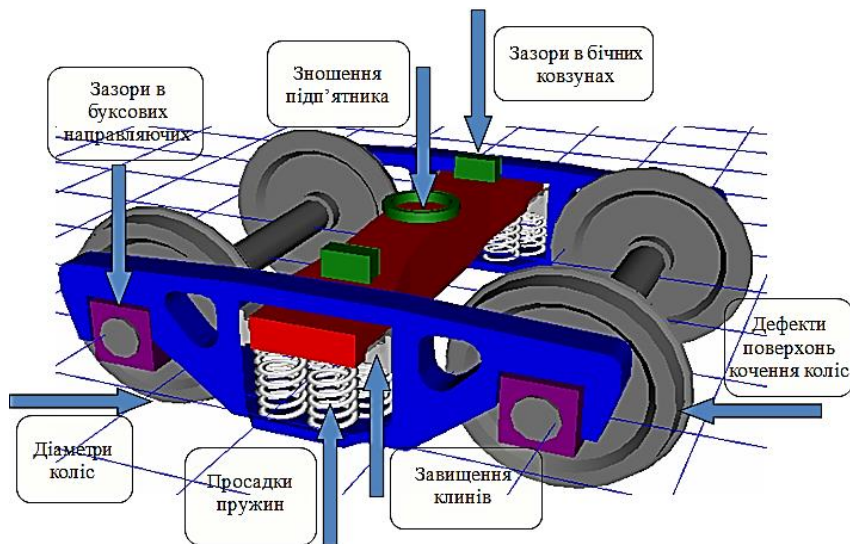


Рис. 2.2. Чинники технічного стану візка моделі 18-100, що враховуються в спеціальній моделі динаміки вантажного вагона

За наведеними положеннями щодо принципів моделювання за допомогою модуля *Train*, що включено до складу ПК UM, побудовано динамічну модель поїзда [1, 90]. 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.

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 [92]. 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 ідентифікатору *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 [92].

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» [93, 94]. 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 $F_{пр} = 0$. 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 [95]. 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 сформувати 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 колієвимірального 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.

Вихідні величини при моделюванні динаміки руху вантажних вагонів з метою визначення ймовірних причин їх сходження з рейок у складі поїздів сформовано на підставі нормативних вимог щодо динамічних показників несамохідних вагонів колії 1520 мм [88].

2.1.2 Проведення 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 розробляється комп'ютерна модель динаміки рухомого складу, наприклад, модель руху поїзда або окремого екіпажу, що дозволяє досліджувати взаємодію рухомого складу з рейковою колією на ділянці сходження.

2.1.2.1 Основні положення планування комп'ютерного експерименту. 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.

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 [96].

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 [97]. При цьому мають також бути відтворені всі особливості колії щодо характеристик й геометрії профілів рейок та стану утримання на відрізу 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 [1]. 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.

2.1.2.2 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 [97, 98]. 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_{vn} , який характеризує швидкість руху v_n : $n_{vn} = 1$ – означає фактичну швидкість руху v_n , що визначена при розслідуванні сходження; $n_{vn} = 0$ – 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 певним 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.

2.1.2.3 До побудови плану повнофакторного експерименту. При проведенні комп'ютерного експерименту будується план повнофакторного експерименту [86, 99, 100]. Основними вимогами, що висуваються до плану експерименту, є їх ортогональність і рототабельність. В ортогональному плані виконується умова парної ортогональності стовпчиків матриці планування. Використання рототабельного 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:

$$\begin{aligned} y &= Y(f_1, f_2, \dots, f_K) = \\ &= b_0 + b_1 f_1 + \dots + b_K f_K + b_{1,1} f_1 f_1 + b_{1,2} f_1 f_2 + \dots + b_{K,K} f_K f_K, \end{aligned} \quad (2.1)$$

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 (5.2) визначаються в результаті розв'язання системи рівнянь наступного вигляду:

$$\begin{aligned} y_i &= b_0 + b_1 f_{1i} + \dots + b_K f_{Ki} + \\ &+ b_{1,1} f_{1i} f_{1i} + b_{1,2} f_{1i} f_{2i} + \dots + b_{K,K} f_{Ki} f_{Ki}, \quad (i = \overline{1, N}), \end{aligned} \quad (2.2)$$

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

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_{k_1, k_2} за методом найменших квадратів. При цьому мінімізується функція $\Phi(b_0, b_1, \dots, b_{K,K})$, яка сформована за принципом

$$\Phi(b_0, b_1, \dots, b_{K,K}) = \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_0, b_1, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K})]^2. \quad (2.3)$$

Таким чином ця задача зводиться до системи рівнянь, що отримуються як перші похідні від функції Φ за кожним параметром b_0, b_k, b_{k_1, k_2} :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \Phi}{\partial b_0} = 0 \\ \frac{\partial \Phi}{\partial b_1} = 0 \\ \dots \\ \frac{\partial \Phi}{\partial b_{K,K}} = 0 \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Після запису системи рівнянь (5.5) з врахування (5.4) отримуємо систему лінійних рівнянь щодо визначення параметрів $b_0, b_k, b_{k1,k2}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_m)] \cdot Y'_{b_0}(f, b_1, b_2, \dots, b_{K,K}) = 0 \\ \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_m)] \cdot Y'_{b_1}(f, b_0, b_1, \dots, b_{K,K}) = 0 \cdot \\ \dots \\ \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_m)] \cdot Y'_{b_m}(f, b_0, b_1, \dots, b_{K,K}) = 0 \end{array} \right. \quad (2.5)$$

Розв'язавши систему рівнянь (2.5) 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 (2.1) 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 [101, 102].

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 .

2.1.2.3 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 [1, 97]. 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

$$z = [z_1 \quad z_2 \quad z_3 \quad z_4 \quad z_5], \quad (2.6)$$

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

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

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

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

$$R(F_i) = P(F_i|Z) - P(\bar{F}_i|Z) = \frac{q_0 \cdot q_i^+}{q_0 \cdot q_i^+ + p_0 \cdot p_i^+} - \frac{q_0 \cdot q_i^-}{q_0 \cdot q_i^- + p_0 \cdot p_i^-}. \quad (2.7)$$

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.

2.2 Мобільна система визначення показників динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації

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 [103].

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 [103].

2.2.1 Загальна характеристика програмно-апаратного комплексу. 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 [102, 104].

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 [105, 106].

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, а також виконання вимірювань фізичних величин (переміщення, прискорення, деформації) в автономному режимі «чорного ящика» з подальшою статистичною обробкою (рис. 2.3).

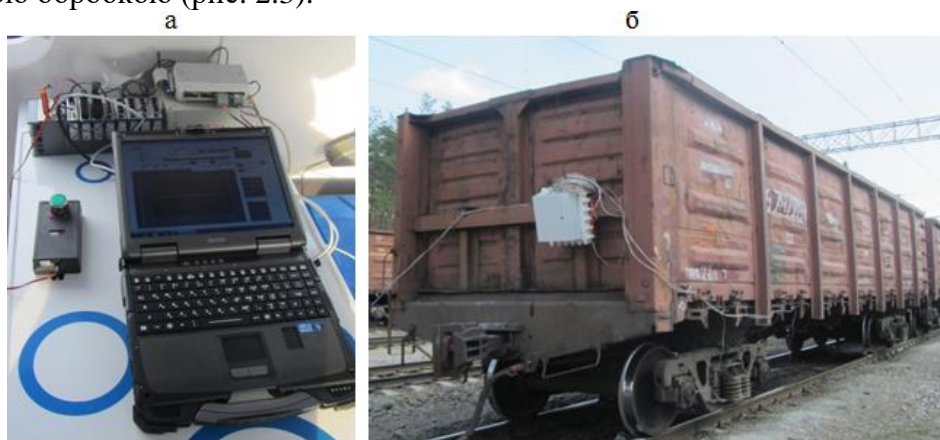


Рис. 2.3. Використання мобільної системи:
а – в режимі реального часу; б – в автономному режимі

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 [283]. Загальну блок-схему ПАК наведено на рис. 2.4.

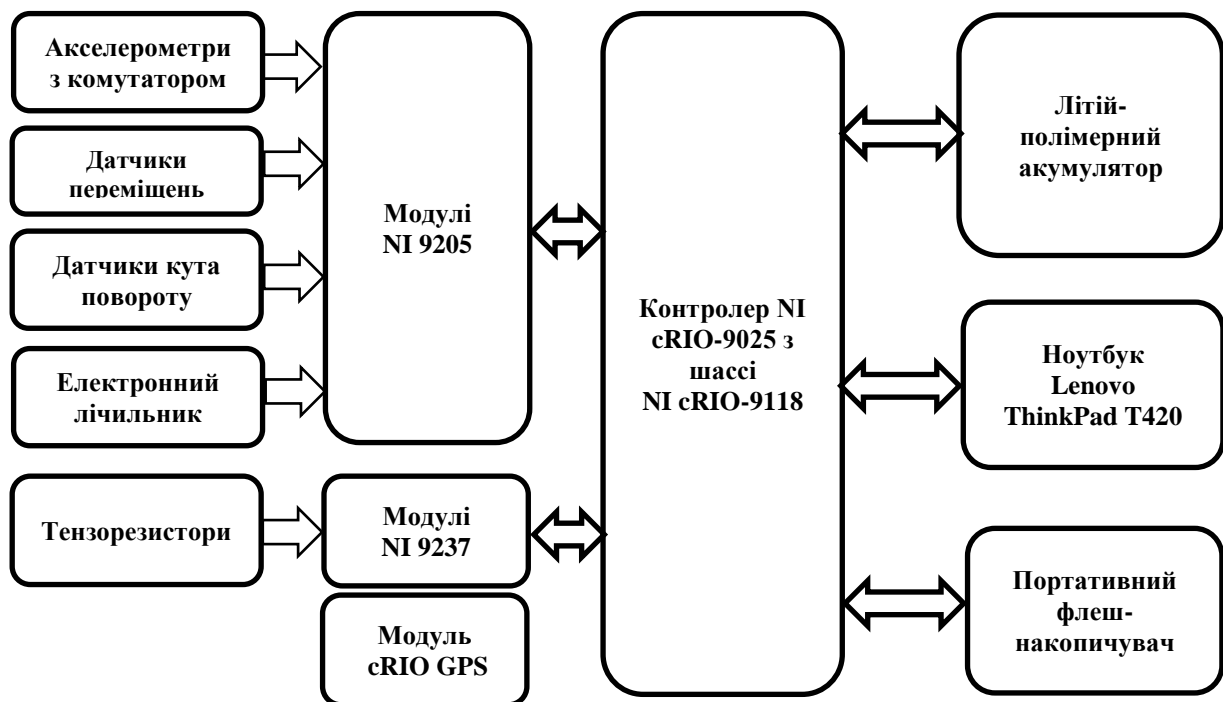


Рис. 2.4. Блок-схема ПАК

Для вимірювання та оцінки динамічної навантаженості екіпажної частини рухомого складу використовуються низькочастотні акселерометри. В табл. 2.1 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 2.1

Загальні технічні вимоги до акселерометрів

Зона встановлення акселерометра	Рекомендований діапазон, m/s^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 $\pm 0,5$ дБ; б) нелінійність та гістерезис: $\leq 0,3\%$ вимірювального діапазону; в) чутливість пересічних осей: $\leq 0,05 (m/s)^2$; г) температурний ефект: - за $\leq 3\%$ вимірювального діапазону; - за чутливості $\leq 5,10 \%$ – 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 кузові 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 $\pm 10\%$.

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.

2.2.2 Програмне забезпечення. Програмне забезпечення мобільної системи складається з наступних підсистем [107]:

- 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. 2.5.

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 9237 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.

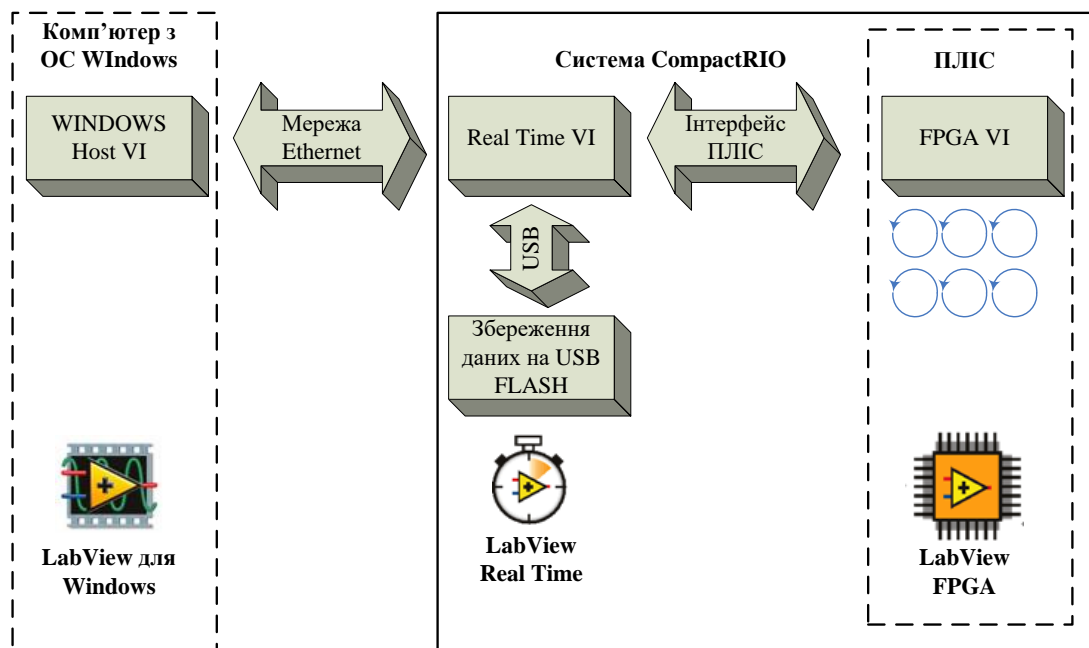


Рис. 2.5. Структура програмного забезпечення

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 [108].

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 поширеним 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 запису, 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 [107].

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.

2.2.3 Підсистеми визначення показників безпеки руху. Підсистема визначення рівня комфортності заснована на вимогах стандартів [109, 110]. Ці документи передбачають оцінку комфорту пасажирів вагонів магістральних залізниць, в яких пасажирів штатно займають положення «сидячи» або «стоячи».

За прийнятою методикою індекс комфортності розраховується за прискореннями: а) кузова в середній частині, над шворневими вузлами в трьох напрямках (відповідно – N_{MVM} , N_{MVI} , N_{MVII}); б) ефективних прискорень на рівні підлоги, на подушці місця для сидіння в вертикальному і поперечному напрямках, на спинці крісла для сидіння в поздовжньому напрямку; в) кузова вагона на рівні підлоги в трьох напрямках.

Для виключення високочастотних складових в спектрі вихідного сигналу і вибору для аналізу смуги частот, що відповідає власним коливанням вагона, в процесі попередньої обробки даних використовується цифрова фільтрація сигналу. Залежно від осі прискорення та місця розташування акселерометра використовується типова фільтрація з різними амплітудно-частотними характеристиками.

Відповідно до стандартних вимог розраховується індекс комфортності, який оцінюється за наступною шкалою: $N < 1$ - дуже хороша комфортність; $1 < N < 2$ – хороша комфортність; $2 < N < 4$ – середня комфортність; $4 < N < 5$ – погана комфортність; $N > 5$ – неприйнятна комфортність.

Технічна імплементація підсистеми виконана на підставі результатів ходових випробувань вагона моделі 62-7067 на лінії Київ-Харків. Розраховані значення індексу комфортності N_{MV} зіставлені з граничним значенням $[N_{MV}] = 4,0$. За результатами розрахунків побудовано графіки залежностей індексів комфортності від швидкості руху (рис. 2.6). Як видно, умови комфортності відчутно погіршуються в діапазоні швидкості руху 120-140 км/год, залишаючись на рівні середньої оцінки.

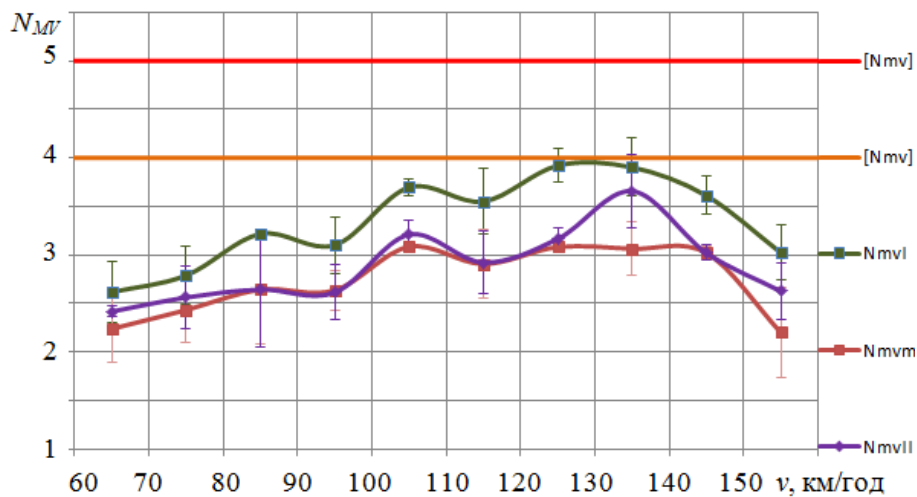


Рис. 2.6. Індекси комфортності:
 N_{MVI} , N_{MVII} – в зоні шворнів I і II; N_{MVM} – в середині кузова

Підсистема визначення показників плавності ходу W_z заснована на вимогах відповідної методики [111]. Показники плавності ходу залежать від інтенсивності і спектрального складу прискорень кузова вагона. Розрахунок значень W_z реалізовано W_z за наступним алгоритмом: визначається розмір блоку для розрахунків; розмір вхідного блоку визначається логарифмом за основою два, і за допомогою вбудованої функції LabVIEW проводиться перетворення Фур'є для побудови спектра потужності; на підставі перетворення Фур'є формуються масиви частот і масиви даних в заданому діапазоні частот від 0,5 Гц до 20 Гц; розраховується значення нормованої амплітудно-частотної характеристики коригуючого фільтра

Приклад результатів оцінки плавності ходу електровоза ЧС2 наведено на рис. 2.7. Отримані значення показників плавності ходу порівняно з допустимим граничним значенням для локомотивів $[W_z] = 3,75$ [112].

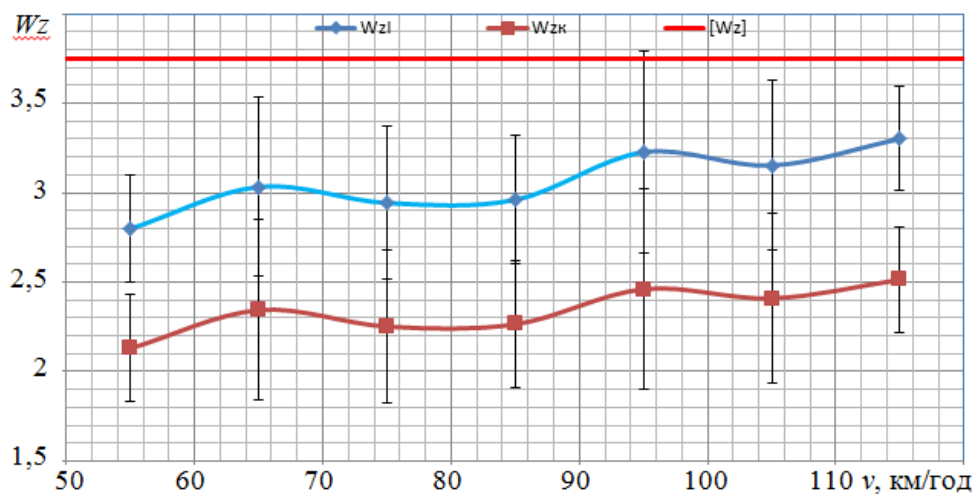


Рис. 2.7. Показники плавності ходу в вертикальному напрямку:
 W_{ZI} – в шворневому перетині; W_{ZK} – в кабіні машиніста

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 [102, 113]:

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 [112] 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).

На рис. 2.8 представлені середньоквадратичні відхилення (СКВ) горизонтальних поперечних прискорень рами візка над першою (крива 1) і другою (крива 2) колісними парами, зафіксованих під час руху дослідного поїзда за маршрутом Львів-Київ.

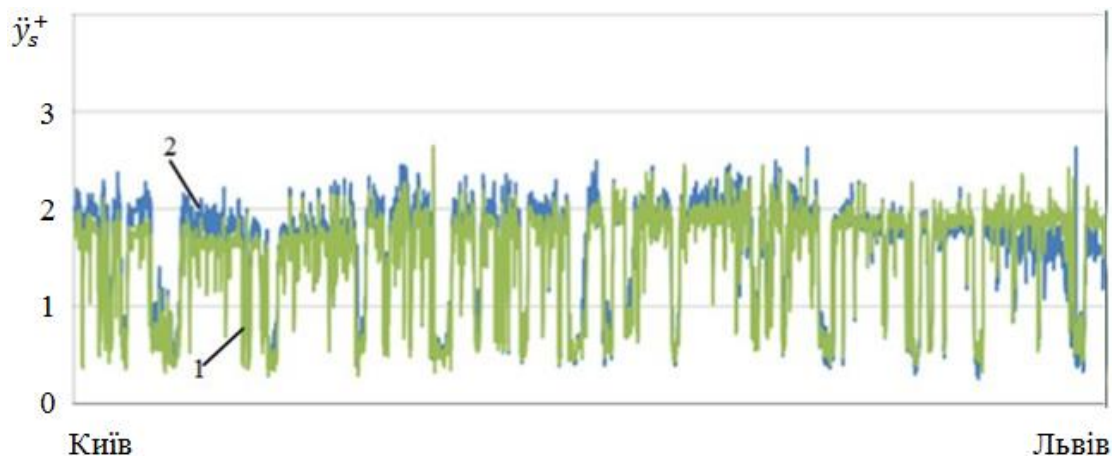


Рис. 2.8. СКВ горизонтальних поперечних прискорень рами візка

Виходячи з того, що маса візка моделі 68-7041 становить 6,68 тонн, значення СКО прискорень $(\ddot{y}_s^+)_{lim} = 5,33 \text{ м/с}^2$. Як видно з представлених результатів, найбільші СКО прискорень не менше ніж в два рази нижче гранично допустимого значення, що свідчить про значний запас стійкості вагона від сходження з рейок.

2.3 Технології діагностування технічного стану рухомого складу

Попередженню аварійних ситуацій на залізницях має сприяти комплекс спеціальних заходів, в тому числі відносно технічних аспектів. Сучасний інструментарій для досліджень динаміки і міцності машин відкриває можливості для розробки і впровадження нових

підходів до оцінки технічного стану залізничного рухомого складу. Нижче подано пропозиції щодо удосконалення засобів діагностування технічного стану рухомого складу.

2.3.1 Розрахунково-експериментальний метод оцінки динамічних характеристик рейкових екіпажів. Аналіз існуючих підходів до практичної оцінки ходових динамічних якостей вантажних вагонів вказує на ряд недосконалостей прийнятих методик.

По-перше, не робиться розмежування між модернізованими і знову виготовленими вагонами. Оскільки при модернізації деякі зміни вносяться в конструкцію вагона, властивості якого достатньо вивчені раніше, доцільно давати оцінку умов безпеки руху, використовуючи наявну інформацію.

По-друге, в існуючих методиках недостатньо ефективна розрахункова компонента. Фактично розрахунки виконуються виключно для повторення даних ходових динамічних випробувань і висновки про те, що отримано задовільний збіг результатів розрахунків і натурних експериментів.

По-третє, не виключається надлишкове дублювання реєстрованих під час випробувань фізичних величин. При проведенні ходових динамічних випробувань потрібно вимірювати сили, прискорення і переміщення. Всі ці види динамічних процесів взаємопов'язані. У той же час, при вимірюванні і реєстрації цих процесів потрібні різні апаратура та схеми. Це збільшує вартість і терміни проведення випробувань і подальшої розшифровки отриманих результатів.

2.3.1.1 Стан проблеми. Аналіз існуючих підходів до практичної оцінки ходових динамічних якостей вантажних вагонів вказує на ряд недосконалостей прийнятих методик.

По-перше, не робиться розмежування між модернізованими і знову виготовленими вагонами. В даний час, згідно з сформованих економічних умов, модернізація рухомого складу дозволяє в стислі терміни вирішувати проблеми забезпечення залізниць вантажними вагонами, що відповідають новим умовам експлуатації. Оскільки при модернізації деякі зміни вносяться в конструкцію вагона, властивості якого достатньо вивчені раніше, доцільно давати оцінку умов безпеки руху, використовуючи наявну інформацію.

По-друге, в існуючих методиках недостатньо ефективна розрахункова компонента. Фактично розрахунки виконуються виключно для повторення даних ходових динамічних випробувань і висновки про те, що отримано задовільний збіг результатів розрахунків і натурних експериментів.

По-третє, не виключається надлишкове дублювання реєстрованих під час випробувань фізичних величин. При проведенні ходових динамічних випробувань потрібно вимірювати сили, прискорення і переміщення. Всі ці види динамічних процесів взаємопов'язані. У той же час, при вимірюванні і реєстрації цих процесів потрібні різні апаратура та схеми. Це збільшує вартість і терміни проведення випробувань і подальшої розшифровки отриманих результатів.

Таким чином, методи і засоби випробувань, які застосовуються для вирішення питань щодо допуску до експлуатації нових видів рухомого складу за оцінками відповідності вимогам безпеки руху та динамічних якостей, для модернізованих одиниць є зайво витратними як за коштами, так і за часом. Тому процедури допуску модернізованого рухомого складу можуть бути спрощеними у порівнянні з процедурами, що супроводжують допуск до експлуатації нового рухомого складу. Підставою для такої пропозиції є рекомендації відповідних стандартів [102, 113] щодо спрощених випробувань рухомого складу.

При спрощеному методі, який застосовується у випадках, коли випробуванням піддаються модифіковані вагони, або коли змінюються умови їх експлуатації, обмежуються вимірюванням лише бічних сил H між колісною парою і рамою візка, тобто буксових сил (замість сил взаємодії коліс і рейок) або прискорення кузова та ходових частин у горизонтальному та вертикальному напрямках.

Новий підхід до отримання достатніх і достовірних оцінок динамічних якостей одиниць рухомого складу ґрунтується на засадах збалансованого взаємодоповнення математичного моделювання динаміки залізничних транспортних засобів та їх натурних випробувань за спрощеними схемами. Мета поєднання ходових динамічних випробувань за спрощеною схемою і комп'ютерного моделювання полягає в контрольній перевірці відповідності показників ходових якостей певних одиниць рухомого складу з модернізованими ходовими частинами вимогам чинної нормативно-технічної документації. Отже, основним завданням робіт за розрахунково-експериментальним методом (РЕМ), що пропонується, є перевірка відповідності технічного стану рухомого складу вимогам експлуатаційної безпеки.

Розрахунково-експериментальна методика оцінки та прогнозування ходових динамічних якостей вантажних вагонів в умовах експлуатації базується на результатах чисельних науково-дослідних робіт за тематикою динаміки вантажних вагонів. Її витоки пов'язані з даними проведених у свій час досліджень еволюції динамічних характеристик вагонів з модернізованими ходовими частинами при їх інтенсивній експлуатації в дослідних маршрутах.

Ідея нового підходу полягає у вимірюванні та реєстрації прискорень кузова (п'ятників) вагона. За експериментальними даними, отриманими у вузьких діапазонах швидкостей руху, уточнюється базова імітаційна математична модель, і далі, шляхом комп'ютерного моделювання, визначається весь спектр нормативних показників, необхідних для повної оцінки ходових динамічних якостей досліджуваного вагона. На відміну від повномасштабних полігонних ходових динамічних випробувань рухомого складу, що проводяться, як правило, на спеціально відведених ділянках залізничної колії з фіксованими характеристиками і технічним станом, випробування в умовах експлуатації проводяться на різномірних за конструкцією і станом ділянках колії. Отримана при цьому інформація дає достовірне і досить повне уявлення про динамічні характеристики вагонів в реальних умовах експлуатації.

У рамках даної методики проведення натурних випробувань орієнтоване на отримання статистично достатніх оцінок прискорень п'ятників, як величин найбільш чутливих до умов взаємодії рухомого складу і колії, а також до режимів руху поїздів. Під час дослідних поїздок записи динамічних процесів здійснюються з прив'язкою до плану колії, швидкості і режиму руху поїзда.

2.3.1.2 Зміст розробленої методики. Сутність РЕМ полягає у розширенні обмежених експериментальних даних про динамічну поведінку рухомого складу за рахунок використання відповідних математичних моделей [114]. Загальну схему реалізації РЕМ представлено на рис. 2.9.

Технологія застосування РЕМ для оцінки динамічних властивостей рухомого складу передбачає виконання наступних послідовних операцій [114]:

1. За допомогою спеціального програмного забезпечення створюється комп'ютерна модель вимушених просторових коливань одиниці рухомого складу;
2. Визначаються та уточнюються параметри досліджуваного екіпажа;
3. Проводяться натурні випробування екіпажа за спрощеною процедурою;
4. За отриманими експериментальними даними проводиться налаштування 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 екіпажа.

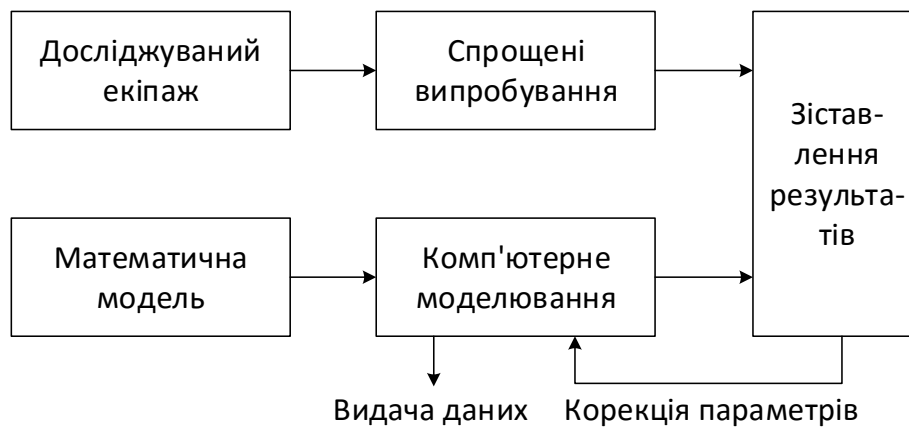


Рис. 2.9. Схема реалізації PEM

У відповідності до покрокової процедури застосування PEM, перш за все, виконуються роботи з моделювання динаміки того чи іншого екіпажу. При розробці комп'ютерної моделі 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 мають бути задані ретельно визначені параметри екіпажу, які обумовлюють його динамічну поведінку, а саме, інерційні параметри тіл механічної системи, 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 об'єкту.

До параметрів, що мають визначатись, відносяться: загальна маса екіпажу та її розподіл по колесах, а також маса кузова, візків і колісних пар; вертикальна і горизонтальна жорсткості ресорного підвішування; власні частоти коливань при підскакуванні, галопуванні та бічній хитавиці; параметри демпфірування.

Визначення дійсних значень параметрів екіпажів проводиться шляхом: поколісного зважування; встановлення основних розмірів візків; встановлення силових характеристик ресорного підвішування; скидання з клинів. Останнє дозволяє визначити власні частоти і параметри демпфірування досліджуваної одиниці рухомого складу.

При проведенні дослідів з скидання транспортного засобу з клинів імітуються його коливання підстрибування, галопування та бокової хитавиці, у тому числі з виключеними гасителями коливань. Для виклику коливань підстрибування кузова клини підкладаються одноразово під всі колеса. Вільні коливання галопування кузова викликаються підкладанням клинів спочатку під всі колеса першого по ходу візка вагона, а потім – під всі колеса останнього по ходу візка. Для імітації коливань бічної хитавиці кузова клини підкладають спочатку під всі колеса з однієї сторони вагона, а потім – під всі колеса іншої сторони. Випробування з імітацією коливань кожного виду повторюють не менше трьох разів. Накочення вагона на клини виконують при малій швидкості (не більше 3 км/год).

Для реєстрації вимірюваних процесів у якості первинних перетворювачів використовуються низькочастотні акселерометри, які встановлюються на кузові вагона за схемами визначеними для ходових випробувань. В усіх випадках частота опитування має бути не менше п'яти разів перевищувати верхню границю частот, що реєструються, при довжині реалізацій, що містять не менш п'яти повних періодів коливань основного тону.

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.

Коефіцієнт демпфірування для кожного виду вільних коливань, що викликається при скиданні вагона з клинів за певною схемою, розраховуються за логарифмічним декрементом коливань ν , який визначається за виразом:

$$\nu = \ln \frac{z_i}{z_{i+1}} = h\tau_1 = h \frac{2\pi}{\nu_1} \approx h \frac{2\pi}{\nu}, \quad (2.8)$$

де z_i і z_{i+1} – послідовні амплітуди коливань;

h – показник демпфірування;

τ_1 і ν_1 – період і частота вільних згасаючих коливань;

ν – власна частота.

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

В силу залежності динамічних показників рухомого складу від устрою рейкової колії комп'ютерна модель має відтворювати рух екіпажу прямолінійними та криволінійними ділянками колії, включаючи стрілочні переводи, а також рух ділянками зі змінним вертикальним профілем колії. Параметри колії, що використовуються при динамічних розрахунках, мають задаватися геометричними характеристиками плану і профілю. Опис колії за планом формується ділянками певної довжини з параметрами, що характеризують пряму, криву певного радіуса 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. 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 колієвимірною технікою. В цьому разі нерівності колії в горизонтальному і вертикальному напрямках обчислюють за даними, що отримані колієвимірним вагоном, на підставі зворотної функції перетворення вимірною 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 екіпажа, що рухається.

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 в якості вихідних формуються величини, які характеризують ходові властивості рейкового екіпажа, як-от: 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

Розроблена динамічна модель має перевірятися щодо підтвердження її адекватності. Підтвердження відповідності моделі 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 вимірних і розрахованих даних не повинна перевищувати 10-15 %.

В процесі спрощених ходових динамічних випробувань вимірюються вертикальні та горизонтальні (поперечні) прискорення кузова в п'ятниковій зоні 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 $\pm\Delta_{h.ci}$, де $\Delta_{h.ci}$ – абсолютна похибка i -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

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta^2(\Delta_{h.c.}) + \delta^2(\bar{x})}, \quad (2.9)$$

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

$$\delta^2(\Delta_{h.c.}) = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \Delta_{h.c.i}^2}; \quad (2.10)$$

де $m = 3$ – джерела внесків найбільших похибок;

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

$$\delta^2(\bar{x}) = \frac{\Delta_h}{3}, \quad (2.11)$$

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

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.

2.3.2 Використання нейромережевих технологій. Нині існують численні завершені розробки та технічні комплекси цифрової діагностики рухомого складу. Використанням сучасних інтелектуальних інформаційних технологій (ІІТ) та новітніх апаратно-програмних засобів в сфері діагностування стану рухомого складу дозволить покращити якість та

швидкість діагностичних операцій і, як наслідок, значно підвищити безпеку пасажирських та вантажних перевезень.

На даний час спектр сучасних ІТ представлений такими напрямками: експертні системи, системи прийняття рішень, нечітка математика, адаптивні та еволюційні алгоритми, інтелектуальний аналіз даних. Останні роки бурхливо розвивається напрям інформаційних технологій, що спеціалізується на штучних нейронних мережах (ШНМ або нейромережа) [115].

Актуальність досліджень у напрямку нейромережових ІТ підтверджується масою різних застосувань ШНМ, зокрема там, де людський інтелект малоефективний, а, наприклад, обчислення великої кількості діагностичних даних трудомісткі. Це дозволяє вважати ШНМ невід'ємною частиною для побудови новітніх програмних засобів діагностування технічних об'єктів, зокрема рейкових екіпажів.

Основними перевагами ШНМ є здатність «навчатися» на множині прикладів (станів технічного об'єкту) в тих випадках, коли невідомі закономірності розвитку ситуації про поведінку чи поточний стан об'єкта та залежностей між вхідними і вихідними даними цього об'єкта [116]. У тих випадках коли традиційні математичні методи, такі як експертні системи стають малоефективними, ШНМ здатні успішно вирішувати такі задачі, спираючись на неповну, викривлену, зашумлену і внутрішньо суперечливу вхідну інформацію про стан об'єкта.

На рис. 2.10 представлена модель діагностичної системи для виявлення відхилень у технічному стані контрольованих одиниць рухомого складу [117]. Виявлення аварійних станів у роботі екіпажа зосереджується навколо нейромережової моделі (НМ) стану рухомого складу (РС), яка складається (навчається) з інформації (параметрів), отриманої за нормативних умов функціонування РС. Коли НМ побудована, тоді кожен новий кадр інформації про поточний стан РС порівнюється з нормативною інформацією та визначається відмінність між ними.

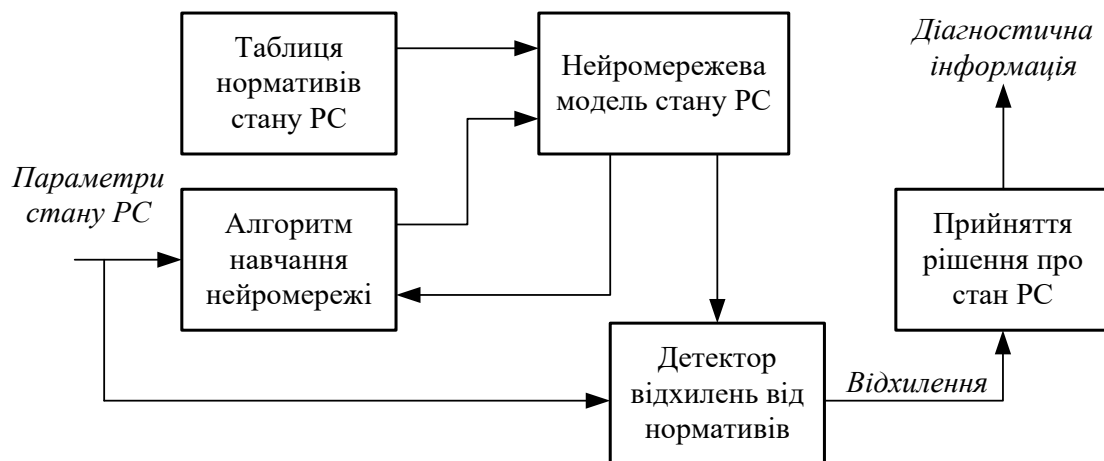


Рис. 2.10. Система оперативного діагностування технічного стану РС

Далі сигнал відмінності подається до блоку прийняття рішень, де за допомогою різних статистичних методів додатково обробляється факт наявності відхилення від нормативу. НМ також доповнюється апріорною інформацією про стан РС, для завдання початкових даних і масштабів.

Експерименти з діагностування РС були проведені із застосуванням тришарових асоціативних ШНМ прямонаправленої структури з навчанням за алгоритмом зворотного розповсюдження помилки (ЗРП). Основна ідея навчання ШНМ методом ЗРП полягає в поширенні сигналів помилки (різниця між бажаним та поточним значенням) від виходів ШНМ до її входів, у напрямку, зворотному прямому поширенню сигналів у звичайному режимі роботи [116]. На кожній ітерації алгоритму ЗРП вагові коефіцієнти ШНМ

модифікуються так, щоб поліпшити вирішення одного прикладу (вибірки). Таким чином, в процесі навчання циклічно вирішуються однокритеріальні задачі оптимізації вагових коефіцієнтів.

Навчання ШНМ повинне здійснюватися на вибірках реальних спектрів колекції сигналів, які відповідають різним типам станів діагностування РС. Колекція сигналів може бути отримана шляхом проведення пасивних і активних експериментів над РС. У реальних умовах реальний спектр сигналів є результатом одночасних дій ще і шумових джерел.

Грунтуючись на запропонованій вище НМ, можна синтезувати наступну систему оперативної діагностики, об'єктом для якої будуть, наприклад, вагони. Структура неймережевої системи діагностики зображена на рис. 2.11.

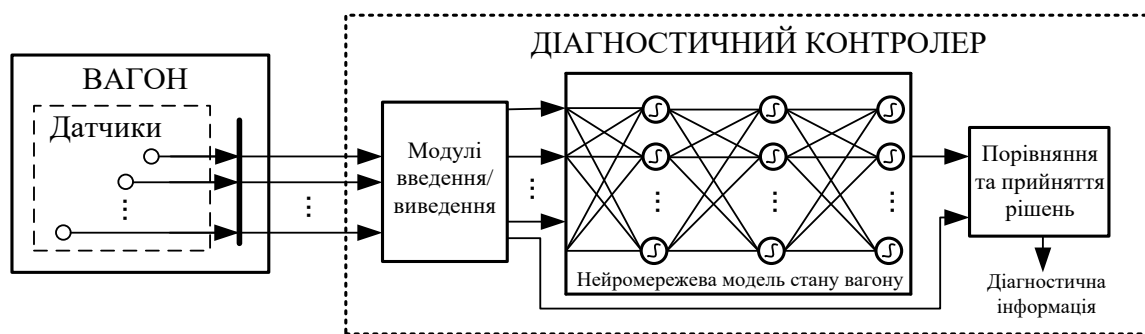


Рис. 2.11. Структура неймережевої системи діагностики стану вагонів

Система обробляє дані від сигналів, що надходять з лінійки вібродатчиків, а далі через модулі введення-виведення виконується аналого-цифрове перетворення цих сигналів. Потім вони перетворюються у вхідний вектор для подачі на асоціативну тришарову ШНМ, заздалегідь навчену за алгоритмами ЗРП.

Введення в алгоритм діагностування розкладання сигналів від датчиків в спектр дозволяє аналізувати частотні зміни процесів у зоні перевантажень та вібрацій, що є більш інформативним з точки зору отримання діагностичної інформації про стан РС. Блок порівняння та прийняття рішень виставляє прапор помилки у разі, якщо деяка кількість нормативних параметрів стану РС в «натренованій» асоціативній ШНМ за значенням буде не співпадати зі значеннями, що поступатимуть від датчиків, розташованих на об'єкті РС, безпосередньо під час оперативного діагностування.

3 МЕТОДИ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ НЕСІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЕКІПАЖНИХ ЧАСТИН

3.1 Методологічні рекомендації щодо визначення місць контролю технічного стану несівних конструкцій

Для гарантованої безпеки експлуатації рухомого складу необхідно проводити періодичний контроль технічного стану (КТС) несівних конструкцій екіпажних частин. Місця контролю визначаються за результатами попередніх розрахунків на міцність і втомну довговічність несівних конструкцій рухомого складу [118].

3.1.1 Розрахункова оцінка несівної здатності екіпажних частин. Оцінювання несівної здатності конструкції екіпажних частин на міцність виконується за допустимими напруженнями. Розрахунки на міцність несівних конструкцій повинні виконуватися на найбільш не вигідне можливе сполучення граничних сил, що діють одночасно. При цьому мають враховуватись реальні умови експлуатації даного досліджуваного екіпажу. Зварні конструкції повинні також розраховуватись з врахуванням залишкових зварювальних напружень.

3.1.1.1 Основні положення аналізу напружено-деформованого стану несівних конструкцій. Несівна здатність екіпажної частини оцінюється наступними величинами:

- а) коефіцієнтом запасу міцності щодо допустимих напружень;
- б) коефіцієнтом запасу стійкості;
- в) власними частоти;
- г) довговічністю або ресурсом.

Несівна здатність екіпажної частини повинна бути доведена за допомогою розрахунків та/або випробувань так, щоб будь-яка залишкова деформація та руйнування в конструкції в цілому або в будь-якому елементі не виникала від заданих випадків навантажень.

Оцінка несівної здатності повинна ґрунтуватись на наступних критеріях:

- а) граничне навантаження, яке визначається як максимальне навантаження, що може виникати із збереженням несівної здатності конструкції;
- б) прийнятий запас міцності повинен бути таким, щоб при перевищенні граничного навантаження не відбувались руйнування та зломи;
- в) жорсткість повинна бути такою, щоб деформації під навантаженням за власними частотами залишалися в допустимих межах, відповідаючи експлуатаційним вимогам;
- г) циклічні навантаження витримуються протягом призначеного терміну служби (довговічності або ресурсу) без шкоди для конструкції.

При оцінці несівної здатності екіпажної частини використовуються розрахункові методи, при цьому в поєднанні з теоретичним аналізом необхідно використовувати накопичений експериментальний матеріал і дані експлуатації. Для розрахунку використовується метод кінцевих елементів або інші сучасні розрахункові методи, що реалізуються за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення, яке повинно бути верифіковано.

Розрахункові схеми кузова та рами візка повинні найбільш точно відповідати дійсному характеру роботи несучих елементів, тобто відображати їх конструкційні та кінематичні особливості та умови експлуатації. Розрахунки проводяться для просторових (тривимірних) моделей екіпажної частини.

Кінцево-елементна сітка (розбивка), що використовується для розрахунків, повинна перевірятися за критеріями пропорційності і числа Якобіану. Значення за вказаними критеріями повинні знаходитись в межах: за пропорцією – від 1 до 10, за

числом Якобіану – від 1 до 40. Механічні характеристики матеріалу повинні визначатися за відповідними нормативними документами.

В якості базового методу аналізу напружено-деформованого стану несівних конструкцій рухомого складу застосовується метод скінчених елементів з використанням просторових геометричних (3D) моделей, побудованих з врахуванням номінальних розмірів елементів складання деталей та геометрії зварних швів [119].

Для побудови 3D-моделей використовують геометричні номінальні розміри вузлів та елементів складання з врахуванням геометрії зварних швів. При моделюванні можуть бути використані тонкостінні (оболонкові) елементи або твердотільні елементи (рис. 3.1).

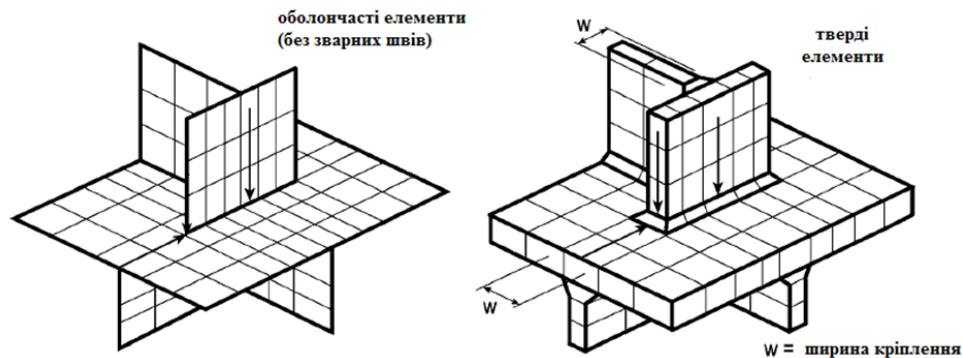


Рис. 3.1. Типові моделі для аналізу напружень зварних деталей

Тонкостінні елементи повинні розташовуватись в середині площини деталей конструкцій. У спрощених тонкостінних моделях зварні шви не моделюються за винятком випадків, коли місцеві вигини впливають на результати, тобто, через зсув між пластинами або через невелику відстань між сусідніми зварними швами. Зварні шви можуть бути включені до тонкостінних елементів, маючи відповідну жорсткість або шляхом введення рівняння для пов'язаних переміщень вузлів.

Твердотільне моделювання дозволяє лінеаризувати (екстраполювати) напруження по товщині пластини безпосередньо до границі зварного шва. Моделюванню зварних швів твердотільними елементами виконується, як правило, за допомогою фасок під кутом нахилу 45°.

Основні механічні характеристики матеріалу конструкцій (густина, модуль пружності, коефіцієнт Пуассона) визначаються за відповідними нормативними документами або довідниковими джерелами. Елементами дискретизації (скінченими елементами) виступають параболічні чотиригранні елементи (твердо-тільні тетраедри) з десятьма вузлами (чотири кутові й шість в середині ребер), при цьому кожний вузол володів трьома ступенями вільності [120].

Побудова кінцево-елементної моделі несівних конструкцій проводиться в декілька етапів:

- на першому етапі кінцево-елементної моделі доводиться до збіжності результатів із застосуванням правила Рунге [121];

- на другому етапі проводиться ущільнення сітки для застосування екстраполяції в точку сингулярності кінцево-елементної моделі.

Довірчий інтервал розрахункових значень напружень повинен становити не менше 95%. Збіжність результатів перевіряють, використовуючи правило Рунге, за формулою:

$$\frac{1}{\rho^2 - 1} (\sigma_{h2} - \sigma_{h1}) < 0,05 \cdot \sigma_{h2}, \quad (3.1)$$

де σ_{h1} і σ_{h2} – результати розрахунків з розмірами сітки h_1 та h_2 ;

ρ – співвідношення розмірів сітки;

вираз $\frac{1}{\rho^2-1}(\sigma_{h2} - \sigma_{h1})$ – головний член похибки.

Для перевірки якості побудови скінчено-елементних сіток досліджуваних конструкцій використовуються два критерії: коефіцієнт пропорційності, що обчислюється як максимальне значення з відношень розмірів найдовшого ребра тетраедра до його найкоротшої нормалі, опущеної з вершини на протилежну грань, та співвідношення Якобіана, що характеризує викривлення параболічного елемента.

Число степенів вільності скінчено-елементних моделей несівних конструкцій рухомого складу залізниць, виконаних з врахуванням фактичної геометрії (товщин матеріалу балок тощо), варіюється для різних конструкцій від сотень тисяч до десятків мільйонів, породжуючи обчислювальні задачі високого порядку. Тому для підвищення якості обчислення застосовується адаптивний p -метод, за яким в областях з високою ймовірністю виникнення похибок розрахунку підвищується порядок багаточленів, що використовуються для апроксимації поля переміщень [120].

Статичний аналіз несівних конструкцій полягає в розв'язку системи алгебраїчних рівнянь відносно невідомих вузлових переміщень і здійснюється за допомогою прямого методу (Direct sparse) з залученням розкладання за Холецким для розріджених матриць, або ітераційного методу (FFEPlus), що є менш чутливим до числових особливостей матриць скінчено-елементної моделі [122]. Інтерпретація результатів розрахунків проводиться на підставі оцінювання еквівалентних напружень за Мізесом з осередненням в межах елемента. Оскільки концентрація напружень здійснює суттєвий вплив на результати оцінки втомної довговічності, то з метою забезпечення достатньої точності розрахунків, якість скінчено-елементної дискретизації просторових моделей конструкцій також перевіряється за правилом Рунге шляхом числового експерименту [121]. Таким чином зіставляються результати розрахунків проведені на підставі розбивання 3D-моделі за двома значеннями глобального розміру сітки (в разі другого розбивання цей розмір приймається вдвічі меншим, ніж для першого), і остаточний вибір розміру здійснюється за умови, що відмінність результатів, отриманих за двома послідовними розбиваннями, не перевищує 5% [155].

Аналіз втомної довговічності несівних конструкцій рухомого складу залізниць виконується за методами зниження допустимих напружень, визначення межі витривалості й накопичення пошкоджень. Граничний стан навантаження конструкції без пошкоджень оцінюється на підставі даних відповідних $S-N$ діаграм (кривих Веллера) матеріалу конструкції з врахуванням конструкційного виконання несівних елементів [123]. Межа витривалості враховується при відповідних коефіцієнтах асиметрії циклів за діаграмами граничних напружень (діаграма Сміта) [162].

Накопичення пошкоджень конструкції розглядалося на підставі гіпотези лінійного накопичення пошкоджень Пальмгрена-Майнера [124]. При цьому можливість руйнування конструкції пов'язувалася з напрацюваннями, що обумовлені типовими експлуатаційними умовами для відповідної одиниці рухомого складу. Опір втомі доводився за умови, що сума коефіцієнтів пошкодження конструкції або окремої деталі за всіма експлуатаційними режимами менше одиниці.

В разі оцінювання опору втомі конструкції статичні розрахунки за методом скінчених елементів розширювалися за рахунок побудови поля подій за типовими експлуатаційними умовами з визначенням силових навантажень, рівень яких визначається на підставі моделювання динаміки відповідного рухомого складу та контрольних ходових випробувань.

Динамічні силові навантаження несівних конструкцій отримуються на підставі дослідження вимушених коливань відповідних одиниць рухомого складу на прямих і криволінійних ділянках колії зі станом колії максимально наближеним до реальних умов. За методологією розрахунково-експериментального обґрунтування і поетапного продовження призначених термінів служби несівних конструкцій (з тривалим напрацюванням) з урахуванням їх технічного стану аналізується втомна довговічність несівних елементів

екіпажних частин не тільки під впливом поєднання нормативних навантажень, але й при дії навантажень, характерних для всіх типових режимів експлуатації рухомого складу.

Для визначення динамічних навантажень моделюванням за рекомендаціями Пам'ятки UIC 518 вхідні дані для чисельного моделювання включають [113]:

- геометричні параметри колії;
- жорсткість і демпфівальні властивості колії;
- характеристики геометричного контакту колеса з рейкою;
- технічний стан транспортного засобу;
- стан поверхні колії.

Динамічна модель транспортного засобу повинна бути адекватним відображенням всіх аспектів реального об'єкту, які впливають на динамічні характеристики. Для цього будується 3-D нелінійна модель транспортного засобу, включаючи:

- маси, інерційні характеристики і розподіл навантаження;
- жорсткості підвішування, демпфірування, тертя, обмежувачі тощо;
- частоти власних коливань кузова;
- характеристики взаємодії коліс з рейками.

Для валідації моделі мають використовуватись результати контрольних випробувань. Дані моделювання порівнюється з результатами випробувань за параметрами спектральних щільностей потужності та основними частотами за аналізом наступних вимірюваних величин:

- поперечні та вертикальні прискорення кузова;
- поперечні та вертикальні прискорення візків;
- кутові прискорення виляння візків.

За отриманими результатами моделювання представляються такі дані:

- значення оцінюваних величин, виражених в абсолютних величинах й у відсотках від граничних значень;
- значення показників безпеки руху отриманих за розрахованими величинами, включно з такими, які перевищили граничні значення, з визначенням можливих причин;
- приклади типових осцилограм для кожної вимірюваної або змодельованої величини.

Динамічна реакція несівної конструкції обумовлена частотами і формами власних коливань. Тому процедура динамічного аналізу у визначенні характеристик напружено-деформованого стану конструкції передбачає виконання модального аналізу [126]. У модальному аналізі для кожної власної форми коливань можна зіставити відсоткову частку маси конструкції, що коливається за кожною з форм. Такі відомості необхідні для досліджень на відсутність резонансних коливань при експлуатації ТРС та штатній роботі обладнання. Крім цього модальний аналіз виконується для:

- налаштування побудованої розрахункової схеми;
- визначення вагової долі кожної моди;
- визначення кількості мод необхідних для динамічного аналізу;
- верифікації розрахункової моделі.

Результати модального аналізу необхідні зокрема для досліджень на відсутність резонансних коливань елементів екіпажних частин ТРС в русі та роботі механізмів, розміщених на ньому.

При побудові розрахункової схеми передбачається, що інерцією, пружністю та іншими властивостями володіють усі елементи системи. Розрахункова схема вважається налаштованою, якщо власна частота коливань кузова визначена аналітично та розрахункова частота за МСЕ співпадають с похибкою не більше 5 %.

Результати визначення власних частот та форм коливань є основою для динамічного аналізу несівних конструкцій ТРС. Кількість мод необхідних для динамічного аналізу визначається таким чином, щоб вагові долі коливань за головними напрямками складали не менше 80%.

Для верифікації розрахункової схеми зіставляються розрахункові частоти з частотами, що мають значну інтенсивність за отриманими амплітудними спектрами деформації з тензодатчиків, що були розміщені на несівних конструкціях в контрольних точках при випробуваннях. Якщо за результатами верифікації різниця між частотами більше за 5%, то розрахункову модель уточнюють.

3.1.1.2 Порядок дослідження конструкційної міцності. Оцінювання несівної здатності конструкції екіпажної частини на міцність виконується за допустимими напруженнями $[\sigma]$. На ранніх стадіях проектування розрахунки ведуться для окремих деталей і оперативно вносяться відповідні зміни.

При розрахунках на міцність зварних конструкцій необхідно враховувати залишкові зварювальні напруження.

Рекомендується приймати залишкові напруження на рівні:

- $(0,3-0,4)\sigma_{пл}$ для зварних термооброблених деталей;
- $(0,8-0,9)\sigma_{пл}$ для зварних нетермооброблених деталей;
- $(0,25-0,3)\sigma_{пл}$ для литих термооброблених деталей в залежності від їх розміру;
- $0,9 \sigma_{пл}$ – для литих нетермооброблених деталей.

Розрахунки на міцність екіпажної частини повинні виконуватися на найбільш не вигідне можливе сполучення граничних сил, що діють одночасно. При цьому визначаються еквівалентні напруження, які не повинні перевищувати допустимі.

Оцінка стійкості на стиск несівних елементів кузова та рами візка проводиться за допустимими значеннями коефіцієнтів запасу стійкості $[n]$, що встановлюється у залежності від конструкції і відповідальності елемента, що розраховується.

Обчислення декількох форм (мод) втрати стійкості необхідно для виявлення слабких місць несучої конструкції. За формами втрати стійкості визначаються заходи щодо зміни системи опор для запобігання появи прогинів в певних режимах.

При розрахунку конструкції кузова визначається коефіцієнт запасу стійкості та моди втрати стійкості при граничних навантаженнях. Розрахунки проводяться для несучих конструкцій кузова та рами візка, в цілому, і для окремих вузлів (елементів).

При конструкційних розрахунках належить визначати власні частоти і відповідні форми коливань кузова і рам візків. В першому наближенні розрахунки приводяться без врахування дисипативних властивостей системи.

Для визначення вхідних даних для оцінки несівної здатності екіпажних частин виконуються статичний та динамічний розрахунки.

Статичний розрахунок виконується для визначення середнього напруження циклу коливань в контрольних точках. Величина середнього напруження циклу коливань σ_m визначається щодо руху рейкових екіпажів з певною швидкістю у режимах тяги або гальмування. У випадку руху прямою ділянкою колії σ_m визначається наступним чином:

$$\sigma_m = \sigma_{ст} + \sigma_T; \quad (3.2)$$

$$\sigma_m = \sigma_{ст} + \sigma_G. \quad (3.3)$$

У випадку криволінійного руху величина σ_m визначається за виразами:

$$\sigma_m = \sigma_{ст} + \sigma_T + \sigma_{кр}; \quad (3.4)$$

$$\sigma_m = \sigma_{ст} + \sigma_G + \sigma_{кр}, \quad (3.5)$$

де $\sigma_{ст}$ – напруження, що виникають від навантаження силами тяжіння;

σ_T – напруження, що виникають від дії сил тяги при заданій швидкості руху;

σ_G – напруження, що виникають від дії сил гальмування;

$\sigma_{кр}$ – напруження, що виникають в кривих.

При розрахунках несівної здатності екіпажної частини належить враховувати такі сили:

- власна сила тяжіння екіпажу та розміщеного на ньому обладнання;
- інерційні, пружні та дисипативні сили, що викликані коливаннями екіпажа при його русі;
- сили, що пов'язані з тягою та гальмуванням поїзда;
- аеродинамічні сили;
- сили, що виникають при русі в криволінійних ділянках колії;
- сили співударяння;
- сили, що прикладаються до елементів вузлів при ремонтних та аварійних роботах.

При проектуванні екіпажної частини навантаження поділяють на дві групи:

- перша група включає статичні навантаження, які відповідають граничним, що можуть виникнути декілька разів впродовж служби екіпажа. Конструкція несівних елементів екіпажної частини повинна витримувати ці сили без залишкових деформацій та впливу на функціональність екіпажа;

- друга група включає нормальні навантаження, які відповідають силам, що виникають в експлуатації. Це навантаження використовуються для того, щоб довести можливість несучих конструкцій відпрацьовувати призначений термін служби без втомного руйнування.

Навантаження, що виникають внаслідок нерівностей колії, визначаються за результатами: комп'ютерного моделювання динаміки локомотива та вимірювань при натурних випробуваннях.

3.1.1.3 Розрахункові навантаження кузова та рам візків. Вертикальне навантаження включає дію сил при спиранні кузова на візки, при підніманні кузова за автозчеп або двома домкратами та при підніманні кузова на чотирьох домкратах.

Вертикальне навантаження при спиранні кузова на візки розраховується як добуток сили тяжіння кузова ($m_K g$) і коефіцієнта вертикальної динаміки ($k_{ДВ}$):

$$F_{zmax K} = m_K \cdot g \cdot k_{ДВ}, \quad (3.6)$$

де $k_{ДВ} = 1,3$.

Конструкція кузова повинна розраховуватись та перевірятись на навантаження, що виникають при підніманні кузова за автозчеп або двома домкратами. Сила F_{z1} , що відповідає цим випадкам, дорівнює:

$$F_{z1 K} = (m_K + m_{В+}) \cdot g \cdot 1,1. \quad (3.7)$$

При підніманні кузова з візками на чотирьох домкратах відповідна сила $F_{z2 K}$ дорівнює:

$$F_{z2 K} = (m_K + 2 \cdot M_{В+}) \cdot g \cdot 1,1. \quad (3.8)$$

Якщо піднімання кузова здійснюється без візків, тоді $M_{В+} = 0$.

Крім того, при виконанні розрахунків необхідно розглянути випадок, коли переміщення одного з домкратів відрізняється від інших на 10 мм.

Сили, що діють на екіпаж за вісью автозчепів при поздовжньому навантаженні та з боку візків приймаються за нормативними вимогами. Експлуатаційні навантаження, що призначені для розрахунку кузова, визначають за унормованими прискореннями.

Граничні навантаження рам візків у вертикальному і горизонтальному поперечному напрямках визначаються наступним чином.

За умови, що вся маса екіпажа рівномірно розподілена між двома візками, вертикальна сила F_{z1max} дорівнює:

$$F_{z1max} = \frac{k g(M_L - 2M_{B+})}{2}, \quad (3.9)$$

де k – коефіцієнт приймається в межах 1,4-2,0, в залежності від умов експлуатації.
 Поперечна сила F_{ymax} дорівнює:

$$F_{ymax} = F_{yon min} + \frac{M_L g}{12}, \quad (3.10)$$

де $F_{yon min}$ – сила опору в горизонтальному поперечному напрямку з боку колії у ненавантаженому стані.

Поздовжня сила визначається за унормованими прискореннями.

Рама візка в робочому стані повинна витримувати сили, які виникають в результаті граничного перекосу колії.

Навантаження рам візків від демпферів визначається згідно їх технічних характеристик. За відсутності інформації розрахункова сила приймається як вдвічі збільшена довідникова сила та прикладається в напрямку осі демпфера.

При роботі гальмівної системи сили, що діють на раму візка приймаються збільшеними в 1,3 рази від сил, що виникають під час екстреного гальмування.

Експлуатаційні навантаження рам візків характеризуються наступними силами:

- вертикальною силою F_{z1} , що дорівнює:

$$F_{z1} = \frac{g(M_L - 2M_{B+})}{2} \quad (3.11)$$

- поперечною силою F_y , що дорівнює:

$$F_y = \frac{F_z + M_{B+} g}{8} \quad (3.12)$$

- поздовжньою силою F_{x1} , що дорівнює:

$$F_{x1} = \mu M_L \frac{g}{n_0}, \quad (3.13)$$

де n_0 – кількість осей у візку;

μ – коефіцієнт тертя ковзання.

3.1.2 Розрахунки втомної довговічності несівних конструкцій. Розрахунок втомної довговічності несівних конструкцій та їх елементів базується на визначенні динамічних напружень в небезпечних зонах. Місця кріплення вважаються основою системи, що піддається коливанням за випадковим законом з постійною СЦП прискорень в кожному інтервалі швидкості.

Реакція системи визначається за середньоквадратичними відхиленнями переміщень або напружень. За результатами динамічного аналізу визначають небезпечні зони НК з точки зору динамічного навантаження. Рекомендовано до небезпечних зон включати всі зони чії середньоквадратичні відхилення перевищують 10 МПа. В кожному діапазоні швидкості прикладаються СЦП прискорень та визначаються відповідні середньоквадратичні відхилення напружень. Отримані результати представляються у табличному вигляді (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

Результати динамічного розрахунку

Діапазон швидкостей	Середньоквадратичне відхилення			
	Зона №1	Зона №2	Зона №N
0..15	$\bar{\sigma}_{1v15}$	$\bar{\sigma}_{2v15}$	$\bar{\sigma}_{Nv15}$
15..30	$\bar{\sigma}_{1v30}$	$\bar{\sigma}_{2v30}$	$\bar{\sigma}_{Nv30}$
...
Δv_n	$\bar{\sigma}_{1vn}$	$\bar{\sigma}_{2vn}$	$\bar{\sigma}_{Nvn}$

При розрахунках на опір втомі повинні бути визначені характеристики та комбінації експлуатаційних навантажень з врахуванням інерційних сил в поздовжньому, поперечному та вертикальному напрямках та навантажень від тяги та гальмування.

При розрахунку рами візка мають бути застосовані навантаження, що відповідають експлуатаційним умовам (улаштування та стан утримання колії, підвищення зовнішньої рейки в кривій, положення центра мас тощо). Рекомендовані умови навантажень для статичних розрахунків наведені в таблиці 3.2. Тут коефіцієнти α та β відповідають коливанням бічної хитавиці та підскакування.

Таблиця 3.2

Умови навантажень

Умова навантаження	F_{z1}	F_{z2}	F_y	F_x
1	$F_z/2$	$F_z/2$	0	0
2	$(1+\alpha-\beta)F_z/2$	$(1-\alpha-\beta)F_z/2$	0	0
3	$(1+\alpha-\beta)F_z/2$	$(1-\alpha-\beta)F_z/2$	$+F_y$	0
4	$(1+\alpha+\beta)F_z/2$	$(1-\alpha+\beta)F_z/2$	0	0
5	$(1+\alpha+\beta)F_z/2$	$(1-\alpha+\beta)F_z/2$	$+F_y$	0
6	$(1-\alpha-\beta)F_z/2$	$(1+\alpha-\beta)F_z/2$	0	0
7	$(1-\alpha-\beta)F_z/2$	$(1+\alpha-\beta)F_z/2$	$-F_y$	0
8	$(1-\alpha+\beta)F_z/2$	$(1+\alpha+\beta)F_z/2$	0	0
9	$(1-\alpha+\beta)F_z/2$	$(1+\alpha+\beta)F_z/2$	$-F_y$	0
10	$F_z/2$	$F_z/2$	0	$+F_x$
11	$F_z/2$	$F_z/2$	0	$-F_x$

При проведенні оцінки на опір втомі несучих елементів конструкції локомотива, повинні бути враховані характеристики втоми матеріалів, що використовуються. Характер аналізу та умови навантаження повинні бути визначені за технічними вимогами.

Розрахунок на опір втомі повинен виконуватись за методом визначення границі витривалості та за методом накопичення пошкоджень. Розрахунки з визначення терміну служби або ресурсу без пошкоджень конструкції несучих конструкцій, повинні виконуватись з ймовірністю 97,5%, але не менше 95%.

Метод визначення границі витривалості може бути використаний для всіх зон конструкції, де напруження залишаються нижче границі витривалості матеріалу. Якщо не визначено границю витривалості, то допускається перевіряти опір втомі за навантаженням в 10^7 циклів. За даним методом достатність опору втомі конструкції доводиться значеннями напружень, які нижче границі витривалості, для всіх відповідних комбінацій експлуатаційного навантаження або результатів вимірювання.

Метод накопичення пошкоджень є альтернативою методу визначення границі витривалості. Цей метод застосовується, коли напруження за умов навантажень вище за границі витривалості.

Історія кожної з умов навантажень повинна бути виражена у величині і кількості циклів навантаження або в хронології навантаження, що складається з блоків. Належна увага має бути приділена сполученню умов навантажень. Руйнування в кожному такому випадку оцінюються, використовуючи відповідні S-N криві (крива Веллера). Повне руйнування визначається відповідно до встановленої гіпотези накопичення пошкоджень Палмгрена-Майнера.

Опір втомі доводиться за умови, що коефіцієнт пошкодження конструкції або окремої деталі для всіх експлуатаційних умов менше одиниці (1,0) або менше за граничне накопичення пошкодження.

Розрахунки на опір втомі проводяться для уточнення місць контролю. При розрахунках на опір втомі несівних елементів екіпажної частини замість приблизних даних, обчислених за припущеннями щодо найбільш не вигідних сполучень навантажень, доцільно використовувати відповідні величини, котрі отримуються за результатами цифрового моделювання динаміки руху одиниць рухомого складу [127]. При цьому доцільно використовувати динамічні силові навантаження та прискорення відповідних елементів конструкції, що отримуються на підставі дослідження вимушених коливань досліджуваних об'єктів.

Внаслідок того, що втомні пошкодження деталей та вузлів екіпажних частин обумовлені багаторазовими змінами напружено-деформованого стану, які виникають під дією динамічних навантажень, змінних за величиною і різної тривалості дії, врахування розподілу динамічних навантажень за конструкцією і впродовж часу експлуатації надає можливість визначити довговічність несівних конструкцій більш точно.

Приймаючи до уваги основні чинники, що впливають на довговічність несівних конструкцій локомотива, зокрема, конструкційні особливості, режими і швидкості руху, устрій і стан колії та фактичний пробіг, обчислення динамічних навантажень та прискорень належить проводити у режимах тяги, вибігу й гальмування, при швидкостях руху $v \leq v_{\max}$ на прямих, в криволінійних ділянках колії та на стрілочних переводах, враховуючи дійсний стан колії.

Силові динамічні навантаження та прискорення несівних конструкцій мають відображати випадковий характер динамічних процесів, тому при їх математичній обробці особлива увага повинна приділятися визначенню квазістатичних (з врахуванням знака) та динамічних складових і з'ясуванню розрахункових варіантів, які спричиняють найсуттєвіші дії щодо накопичення втомі.

Оскільки втомні пошкодження накопичуються зі збільшенням тривалості дії на конструкцію змінних навантажень, то коректність і точність даних, які відбивають динамічні навантаження та прискорення елементів екіпажних частин, критично впливають на результати оцінки запасу опору втомі й прогнозування довговічності несівних конструкцій. Принципове значення при цьому має репрезентативність представлення дійсних експлуатаційних умов та повнота врахування динамічних навантажень, що обумовлені ними.

Розрахунки запасу опору втомі рекомендується проводити з врахуванням всіх змінних навантажень, яким піддається несівна конструкція під час експлуатації [127]. Для цього за обчисленими навантаженнями й прискореннями, якими обумовлюються інерційні сили, для кожного вузла досліджуваної конструкції шляхом об'єднання окремих реалізацій, що відповідають експлуатаційним варіантам, формуються узагальнені реалізації. Зведення окремих експлуатаційних варіантів здійснюється за їх ваговими коефіцієнтами (долями) щодо призначеного ресурсу.

Кількість розрахункових варіантів має бути репрезентативною з огляду на можливі умови експлуатації ТРС та розподіл призначеного ресурсу за протяжністю типових режимів. Кількість розрахункових варіантів рекомендується приймати рівною $2n_b$, де n_b задається, виходячи з умов режимів експлуатації.

Оцінку довговічності екіпажних частин належить визначати на підставі ресурсу (у км. пробігу), що надає можливість співставлення фактичних пробігів відносно призначеного або прогнозованого пробігу та підвищує точність розрахунку вагових коефіцієнтів.

При розрахунку втомної довговічності в небезпечних зонах несівної конструкції для побудови СЦП напружень приймається той динамічний аналіз з діапазону швидкостей в якому середньоквадратичне відхилення в небезпечній зоні найбільше [128]. Такий аналіз дає найменшу оцінку довговічності. Для більш точної оцінки втомної довговічності використовують весь діапазон швидкостей.

В кожній небезпечній зоні з точки зору динамічного навантаження обирають точку (вузол кінцево-елементної сітки), в якій будують спектр щільності потужності напружень. Обрані точки називають розрахунковими точками несівної конструкції. За спектр щільності потужності напружень визначається основна частота ν_R , якій відповідає найбільша потужність напружень. Якщо за спектром щільності потужності напружень є декілька частот, в яких потужність напружень є істотною, частоти позначають ν_{R_i} .

Побудова кривих втомі виконується за допомогою схематизованої діаграми границь витривалості в кожній розрахунковій точці. Побудова схематизованої діаграми границь витривалості, за звичай, виконується за двома або трьома точками. Рекомендовано в якості першої точки обирати звичайний симетричний цикл σ_{-1} , в якості другої точки – асиметричний цикл, як правило, віднульовий $\sigma_0 = 1,4..1,6 \cdot \sigma_{-1}$, в якості третьої точки – простий статичний розтяг σ_B . Отримані точки з'єднуються прямими лініями та обмежується горизонтальною прямою лінією, що відповідає границі текучості (рис. 3.2).

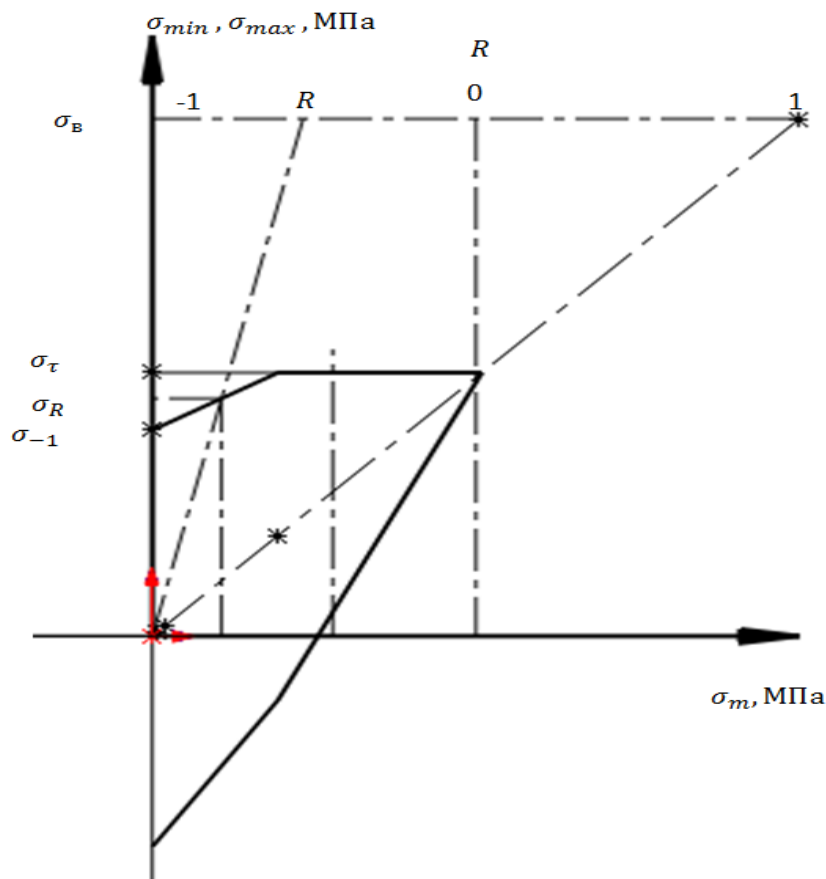


Рис. 3.2. Схематизована діаграма границь витривалості

За результатами статичного та динамічного аналізу в розрахункових точках визначають статичну σ_m та динамічну σ_v складову напружень. Використовуючи розрахункові

дані середнього напруження циклу, за схематизованою діаграмою границь витривалості визначають нормативне значення границі витривалості σ_R та коефіцієнта асиметрії циклу R_σ .

За побудованою діаграмою відтворюються крива втоми за методикою, розробленою головним чином науковцями Інституту електрозварювання ім. Є.О. Патона [129]. За цією методикою крива втоми за параметром імовірності відмови виражається формулою:

$$\sigma(P;N) = \sigma_R(P) \cdot e^{\frac{A_R}{N(P)+B_R}}, \quad (3.14)$$

де $\bar{\sigma}_R, A_R, B_R$ – параметри кривої втоми при відповідній імовірності відмови P .

Враховуючи, що концентрацію напружень в розрахункових точках обчислена методами кінцевих елементів з довірчим інтервалом розрахункових значень напружень не менше 95%, параметр нормативного значення середньоквадратичного відхилення $S_{\sigma_{-1}}$ границі витривалості приймають за першою групою $S_{\sigma_{-1}} = 35$ МПа.

Для інших коефіцієнтів асиметрії циклу R_σ нормативне значення S_{σ_R} визначають залежно від значення $S_{\sigma_{-1}}$ і R_σ за формулою:

$$S_{\sigma_R} = \frac{\sigma_R}{\sigma_{-1}} \cdot S_{\sigma_{-1}}. \quad (3.15)$$

Розрахункова границя витривалості $R_R = \sigma_R(P)$ визначається залежно від допустимої імовірності відмови P (імовірності виникнення втомної тріщини глибиною 2-3 мм) за формулою:

$$R_R = \bar{\sigma}_R - Z_P \cdot S_{\sigma_R}, \quad (3.16)$$

де Z_P – квантиль нормального розподілу для імовірності P (квантиль нормального розподілу для імовірності неруйнування $P = 0,95$ рівний $Z_P = 1,645$, а для $P = 0,975$ – $Z_P = 1,96$). Якщо на етапі розрахунку втомної довговічності в розрахунковій точці значення максимальних напружень не перевищують розрахункової границі витривалості, при цьому їх різниця не перевищує 5%, від розрахункової границі витривалості дозволяється прийняти квантиль нормального розподілу $Z_P = 3$.

Максимальне розрахункове значення динамічних напружень в розрахунковій точці визначається за формулою:

$$\sigma_{max} = 3 \cdot \sigma_v + \sigma_m. \quad (3.17)$$

Кількість циклів N_{RR} необхідних для руйнування визначається за кривою втоми при максимальному розрахунковому напруженні. Якщо максимальне розрахункове значення динамічних напружень перевищує розрахункову границю витривалості більше ніж на 20 МПа, рекомендовано перевищення границі витривалості розбивати на блоки по 10 МПа та для кожного блоку визначати кількість циклів N_{iRR} .

Процент імовірних напружень P_{RR} , за якими будуть накопичуватись пошкодження, визначаються з умови, що динамічні напруження відповідають закону нормального розподілення. Величина P_{RR} відповідає кількості циклів N_{RR} необхідних для руйнування. Загальна кількість циклів напружень N_σ визначається за виразом:

$$N_{\sigma} = \frac{N_{RR} \cdot 100}{P_{RR}}. \quad (3.18)$$

За необхідності розрахунок ведеться за блоками N_{iRR} .

Час T_{σ} , за який виникає загальна кількість циклів напружень N_{σ} , визначається за формулою:

$$T_{\sigma} = \frac{N_{\sigma}}{\nu_R}. \quad (3.19)$$

За необхідності розрахунок ведеться за групою частот ν_{R_i} . Основна частота ν_R або група частот ν_{R_i} мають свою масову долю η або η_i , що визначено модальним аналізом. Час T_{σ} , за який виникає загальна кількість циклів напружень N_{σ} , складає частину η_i від усіх динамічних коливань несівної конструкції. Загальний час всіх коливань несівної конструкції визначається формулою:

$$T_{\Sigma} = \frac{T_{\sigma}}{\eta}. \quad (3.20)$$

Ресурс несівної конструкції визначається як добуток загального часу всіх коливань T_{Σ} на швидкість обраного діапазону динамічного аналізу:

$$L = T_{\Sigma} \cdot \nu_i. \quad (3.21)$$

Якщо для розрахунку втомної довговічності використовується весь діапазон швидкостей, тоді ресурс несівної конструкції визначається за формулою:

$$L = \sum_{i=1}^n \rho_i T_{\Sigma i} \cdot \nu_i, \quad (3.22)$$

де ρ_i – масова доля руху в діапазоні швидкості ν_i .

Розрахунки на міцність і втомну довговічність та ходові динамічні випробування мають проводитись спеціалізованою організацією, яка є компетентною для виконання цих робіт. У разі виявлення систематичних дефектів в несівних конструкціях рухомого складу в місцях, що не були визначені за результатами розрахунків, необхідно проводити відповідне корегування місць контролю технічного стану несівних конструкцій.

3.1.3 Ймовірнісний метод розрахунку на втому зварних конструкцій. При накопиченні втомних пошкоджень зварні металоконструкції розраховують на втому. Визначають втомну довговічність (ресурс, термін служби) при заданій допустимій ймовірності виникнення тріщин (далі – ймовірності відмови P).

Умову міцності при оцінці втомної довговічності конструкції за ймовірністю відмови P записують у вигляді

$$a < a_p, \quad (3.23)$$

де a_p - граничне накопичене втомне пошкодження. Працездатність конструкції забезпечується, якщо накопичене втомне пошкодження a у тому чи іншому елементі за розрахунковий термін служби при допустимій ймовірності відмови P не перевищує a_p .

Вихідними даними для розрахунку є характеристики опору втомі елементів конструкції і статистичні розподіли амплітуд розрахункових напружень.

Розрахунок зварних конструкцій на втому ґрунтується на лінійній гіпотезі накопичення втомних пошкоджень (далі – лінійна гіпотеза НВП):

$$a_p = \sum_i \frac{n_i}{N_i}, \quad (3.24)$$

де n_i - число циклів напруження рівня σ_i ;

N_i - граничне число циклів при дії циклічних напружень рівня σ_i .

У розподілі розрахункових напружень відокремлюють діапазон напружень, які викликають пошкодження, що обмежується знизу середньою границею витривалості σ_R , а зверху – допустимим напруженням $[\sigma]$ при розрахунку на міцність за методом допустимих напружень.

Розрахункову втомну довговічність елемента конструкції $T(P)$ залежно від прийнятої ймовірності відмови визначають за виразом

$$T(P) = \frac{T_n \cdot a_p}{a}. \quad (3.25)$$

Характеристики опору втомі (ХОВ) зварних з'єднань і елементів конструкцій визначають за ймовірності відмови та включають параметри $\bar{\sigma}_R, S_{\sigma_R}$ розподілу границі витривалості й параметри $\bar{\sigma}_R, A_R, B_R$ рівняння медіанної кривої втоми (відповідній ймовірності відмови 50%), що має вигляд:

$$\sigma = \bar{\sigma}_R \cdot e^{\frac{A_R}{N+B_R}}. \quad (3.26)$$

Крива втоми за параметром ймовірності відмови виражається наступним чином:

$$\sigma(P; N) = \sigma_R(P) \cdot e^{\frac{A_R}{N(P)+B_R}}, \quad (3.27)$$

в якому параметри A_R, B_R від ймовірності відмови P не залежать.

ХОВ елементів і вузлів металоконструкції визначають залежно від:

- конструктивно-технологічного рішення зварного з'єднання;
- залишкових напружень;
- класу міцності сталі;
- якості зварного з'єднання;
- коефіцієнта і асиметрії циклу.

Залежно від групи елементів і класу міцності сталі ХОВ зварних з'єднань для різних коефіцієнтів асиметрії циклу визначають за відповідними діаграмами, таблицями, формулами і графіками.

Нормативне значення границі витривалості $\bar{\sigma}_R$ визначають за діаграмами граничних напружень циклу, як значення, відповідне гілці $N \rightarrow \infty$. Для зручності на діаграмах граничних напружень циклу показана шкала коефіцієнтів асиметрії циклу - R_σ .

Нормативне значення середньоквадратичного відхилення $S_{\sigma_{-1}}$ границі витривалості зварних з'єднань за групами елементів для симетричного циклу навантаження ($R_{\sigma} = -1$) визначають за даними таблиці 3.3. Для інших коефіцієнтів асиметрії циклу R_{σ} нормативне значення S_{σ_R} визначають залежно від значення $S_{\sigma_{-1}}$ і R_{σ} за формулою:

$$S_{\sigma_R} = \frac{\sigma_R}{\sigma_{-1}} \cdot S_{\sigma_{-1}} \quad (3.28)$$

Таблиця 3.3

Значення середньоквадратичного відхилення

Величина залишкових напружень	$S_{\sigma_{-1}}$ за групами елементів						
	1	2	3	4	5	6	7
$\sigma_{ост} \leq 0,5\sigma_T$	35	28	20	15	12	9	7

Нормативне значення параметрів A_R, B_R рівняння кривої втоми (3.14) встановлюються за графіками.

Рекомендується заокруглювати нормативні значення σ_R до 5 МПа, S_{σ_R} до 1 МПа, а параметрів A_R, B_R - до 10^4 .

Розрахункова границя витривалості $R_R = \sigma_R(P)$ визначається залежно від допустимої ймовірності відмови P (ймовірності виникнення втомної тріщини глибиною 2-3 мм) за формулою

$$R_R = \bar{\sigma}_R - Z_P \cdot S_{\sigma_R}, \quad (3.29)$$

де Z_P - квантиль нормального розподілу для ймовірності P (квантиль нормального розподілу для ймовірності неруйнування $P = 0,95$ рівний $Z_P = 1,645$, а для $P = 0,975 - Z_P = 1,96$).

Встановлені значення S_{σ_R}, A_R, B_R приймають за розрахункові.

У розрахунках на втому типові режими навантаження елементів (зварних з'єднань) задаються законом розподілу розрахункових напружень і відносною тривалістю (у роках, кілометрах пробігу тощо) цього режиму у загальному періоді експлуатації конструкції. Типові режими повинні відображати загальні закономірності зміни значення і повторюваності робочих напружень і встановлюються за результатами випробувань досліджуваної конструкції з навантаженням, що відповідає характерним умовам експлуатації як правило або за результатами математичного моделювання динаміки. При цьому необхідно враховувати усі навантаження і дії на конструкцію, які викликають зміни та повторюваність напружень у її несівних елементах.

Для розрахунку зварних конструкцій за накопиченням втомних пошкоджень необхідно отримати розподіл амплітуд розрахункових напружень σ_a при зафіксованому значенні коефіцієнта асиметрії циклу R_{σ} , розподіл амплітуд σ_a при постійному

середньому напруженні циклу σ_m або сумісному розподілу максимальних σ_{\max} і мінімальних σ_{\min} напружень. З цією ціллю записи випадкових режимів напруження (навантаження) елементів конструкції схематизують за ГОСТ 25.101-83. Рекомендується використовувати методи «дощу» або повних циклів.

Увесь діапазон зареєстрованих амплітуд напружень розбивають рівномірно на інтервали так, щоб їх розмір не перевищував 5 МПа. За амплітуду σ_{a_i} приймають значення, відповідне середині i -того інтервалу. За результатами наступної статистичної обробки встановлюється закон і параметри розподілу змінних напружень схематизованого процесу. У розрахунках елементів конструкції на втому розподіл напружень може бути представлено в аналітичному вигляді, графічно або у табличній формі.

В аналітичному вигляді одномірну щільність $f(\sigma_a)$ розподілу амплітуд напружень σ_a в елементах зварних конструкцій найбільш частіше описують наступними законами:

- логарифмічним нормальним

$$f(\sigma_a) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_a \cdot S_{\ln \sigma_a} \cdot F_R} \exp \left[-(\ln \sigma_a - \ln \bar{\sigma}_a)^2 \frac{1}{2S_{\ln \sigma_a}^2} \right]; \quad (3.30)$$

- нормальним

$$f(\sigma_a) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot S_{\sigma_a} \cdot F_R} \exp \left[-\frac{(\sigma_a - \bar{\sigma}_a)^2}{2S_{\sigma_a}^2} \right]; \quad (3.31)$$

- експоненційним

$$f(\sigma_a) = \frac{1}{2\beta \cdot F_R} \exp \left[-\frac{\sigma_a - \bar{\sigma}_a}{\beta} \right]; S_{\sigma_a} = \sqrt{2\beta^2}; \quad (3.32)$$

- Релея

$$f(\sigma_a) = \frac{\sigma_a}{S^2 \cdot \sigma_a \cdot F_R} \exp \left[-\frac{\sigma_a^2}{2S^2 \cdot \sigma_a} \right]; \quad (3.33)$$

- Вейбула

$$f(\sigma_a) = \frac{b}{c} \cdot \left(\frac{\sigma_a}{c} \right)^{b-1} \exp \left[-\left(\frac{\sigma_a}{c} \right)^b \right]; \quad (3.34)$$

де $\bar{\sigma}_a$, S_{σ_a} , b , c , $\ln \bar{\sigma}_a$, $S_{\ln \sigma_a}$ - параметри розподілу;

F_R - параметр усічення, який обмежує у розрахунках на втому діапазон значень σ_a .

Двомірну щільність $f(\sigma_{\min}, \sigma_{\max})$ сумісного розподілу максимальних та мінімальних напружень циклу у аналітичному вигляді представлено у вигляді кореляційної матриці

$$f_{ij} = \begin{matrix} \sigma_{\max} \uparrow \\ \sigma_{\min} \rightarrow \end{matrix} \begin{matrix} f_{11}f_{12}f_{13}, \dots, f_{1j} \\ f_{21}f_{22}f_{23}, \dots, f_{2j} \\ f_{31}f_{32}f_{33}, \dots, f_{3j} \\ \dots \\ \dots \\ f_{i1}f_{i2}f_{i3}, \dots, f_{ij} \end{matrix} \quad (3.35)$$

Графічно розподіли амплітуд можуть бути представлені у вигляді гістограм, поліномів або спектрів амплітуд. Приклади графічного представлення розподілу у координатах $\sigma_{a_i} / \sigma_{a_{\max}} (\sum \nu_i)$ і $\sigma_{a_i} (\nu_i)$, де $\sigma_{a_{\max}}$ - максимальна амплітуда і ν_i - кількість циклів з амплітудою $\sigma_{a_{\max}}$. Форму представлення одномірного розподілу амплітуд σ_{a_i} показано у табл. 3.4 та 3.5.

Таблиця 3.4

Ступінчаста одномірна функція розподілу амплітуд напружень

Параметри	Номер інтервалу амплітуд i			
	1	2	3	...
Амплітуда σ_{a_i} , МПа				
Кількість циклів ν_i , цикл				
Відносна амплітуда $\sigma_{a_i} / \sigma_{a_{\max}}$				
Частота $P_i = \nu_i / \sum_i \nu_i$				

Таблиця 3.5

Кореляційна таблиця максимумів і мінімумів процесу навантаження

Максимальне напруження σ_{\max} , МПа	Номер інтервалу $i \sigma_{\max}$				
$\sigma_{\max 1}$	1				
$\sigma_{\max 2}$	2				
$\sigma_{\max 3}$	3				
...	...				
Номер інтервалу $i \sigma_{\min}$		1	2	3	...
Мінімальне напруження σ_{\min} , МПа		$\sigma_{\min 1}$	$\sigma_{\min 2}$	$\sigma_{\min 3}$...

Форми представлення розподілів змінних напружень можуть трансформуватися одна в одну, тому їх вибирають за зручності опису даних про навантаження конструкції і особливості її розрахунку на втому.

Параметри розподілу амплітуд змінних напружень (середнє значення $\bar{\sigma}_a$ і середньоквадратичне відхилення S_{σ_a}), отримані за результатами статистичної обробки елементарних даних, вважають нормальними, що вони відповідають ймовірності 50%. Розрахункові значення параметрів $\hat{\sigma}_a$ і \hat{S}_{σ_a} визначають як верхні границі розподілу $\bar{\sigma}_a$ і S_{σ_a} з довірчою ймовірністю α залежно від об'єму експерименту ν_e (кількість циклів напружень схематизованого процесу):

$$\hat{\sigma}_a = \bar{\sigma}_a + \frac{z_\alpha \cdot S_{\sigma_a}}{\sqrt{\nu_e}}; \quad (3.36)$$

$$\hat{S}_{\sigma_a} = \frac{2 \cdot \sqrt{\nu_e} \cdot S_{\sigma_a}}{(\sqrt{\nu_e - 3} - z_\alpha)}. \quad (3.37)$$

Максимальне напруження циклу σ_{\max} або розмаху напружень $2\sigma_a$, нормальні та розрахункові значення параметрів їх розподілу визначають аналогічно з параметрами розподілу амплітуд σ_a .

3.2 Застосування методів неруйнівного контролю

Діагностика технічного стану металевих конструкцій рухомого складу з метою виявлення в несівних елементах тріщин здійснюється методами неруйнівного контролю, такими, як ультразвуковий, вихрострумний, капілярний, магнітний та акустико-емісійний. Для отримання інформації про структурний стан металевих конструкцій в практиці технічної діагностики трубопроводів, судин, резервуарів, мостів, літаків тощо широкого застосування набув метод неруйвної металографії [130, 131].

3.2.1 Акустичний метод. Дослідження й аналіз особливостей використання неруйнівних методів контролю показали, що серед сучасних поширених методів (ультразвуковий, вихрострумний, капілярний, акустичний) найбільш ефективним при виявленні втомних тріщин в колесах рухомого складу є акустичний метод [1]. Низька ефективність інших методів пояснюється такими їх особливостями:

- ультразвуковий контроль коліс необхідно проводити при розвантаженій колісній парі;
- вихрострумний метод контролю використовується для контролю тріщин і розшарувань матеріалу, що знаходяться на відносно невеликій глибині, тобто у приповерхневій зоні. При цьому поведінка вихрових струмів значно залежить від фізичних і магнітних властивостей об'єкту контролю, внутрішньої будови, тощо;
- капілярний метод контролю широко використовується для виявлення невидимих поверхневих дефектів (тріщин), що мають виробничо-технологічне та експлуатаційне походження, при цьому деякі фактори, як, наприклад, низька температура навколишнього середовища, знижують чутливість даного методу.

В той же час, акустичний метод широко застосовується при обстеженні конструкцій рухомого складу залізниць завдяки тому, що хвилі легко вводяться в об'єкт контролю, добре розповсюджуються в металах та ефективні при виявленні дефектів з малим розкриттям. Крім того, існує можливість використання різних типів хвиль (поздовжніх, поперечних, поверхневих, нормальних тощо), що збільшує точність методу.

При дослідженні особливостей застосування акустичного методу при аналізі стану колісних пар було визначено, що обробку сигналу необхідно проводити з мінімальною кількістю його неінформативних складових для забезпечення ефективності аналізу, тому основне завдання – максимально уникнути присутності в сигналі складових звучань об’єктів, що не підлягають діагностиці. Разом з тим, ймовірно, буде практично неможливо виключити вплив елементів з’єднання рами з буксовими вузлами і наявність рейок. Принципова блок-схема приладу для виявлення втомних тріщин у бандажах колісних пар представлена на рис. 3.3.

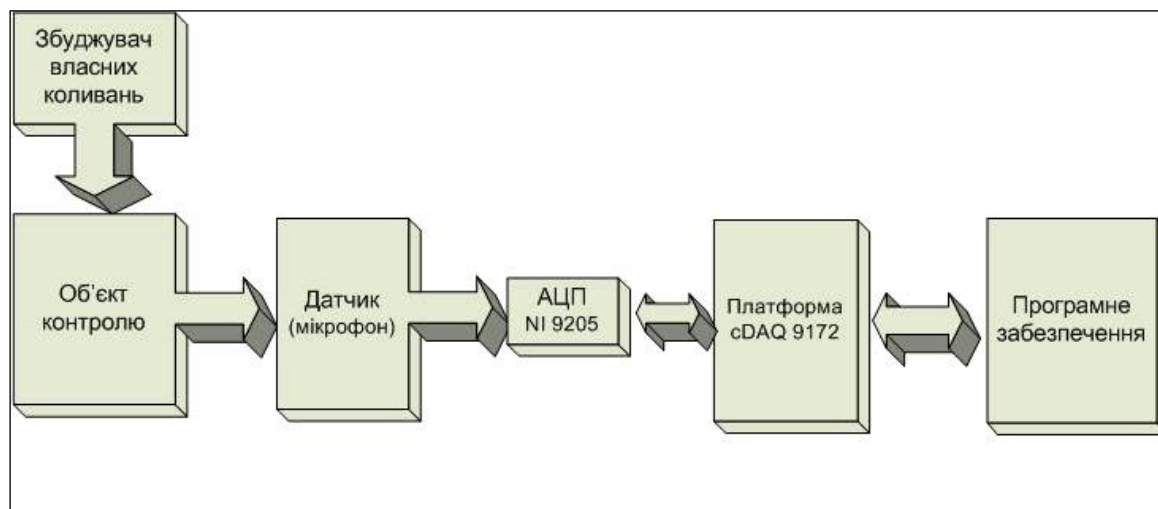


Рис. 3.3. Блок-схема системи діагностики колісної пари низькочастотним віброакустичним методом

Звукові хвилі, що збуджуються при контакті, надходять через мікрофон до аналого-цифрового перетворювача, де відбувається оцифровування сигналів, а далі засобами високошвидкісного інтерфейсу дані передаються до ПК, де відбуваються подальша обробка й аналіз сигналу з використанням спеціального прикладного програмного забезпечення. В результаті роботи системи формується масив миттєвих значень прийнятих сигналів, який може бути оброблений з використанням математичних операторів і функцій вбудованих в стандартному наборі середовища LabVIEW [132, 133] або індивідуально розроблених для конкретних прикладних задач.

3.2.2 Метод неруйнівної металографії. Втомні руйнування екіпажних частин рухомого складу залізниць, як правило, спостерігаються в складно-напружених елементах несівних конструкцій з наявними концентраторами напружень. Через значні поверхневі напруження утворюються втомні мікротріщини, які з подальшим розвитком перетворюються в макроскопічні тріщини [134]. Саме тому прогнозування локалізації можливих ушкоджень несівних конструкцій рухомого складу шляхом проведення своєчасного технічного діагностування з метою виявлення втомних мікротріщин дозволяє на ранніх стадіях експлуатації усунути причини, що загрожують безпеці руху поїздів.

3.2.2.1 Загальні відомості. Метод неруйнівної металографії не є новим, проте, враховуючи можливості сучасної техніки і технологічні особливості їх реалізації, можна стверджувати про нову якість його застосування. При цьому неруйнівний контроль мікроструктури виконується або за допомогою портативних металографічних мікроскопів, або методом реплік, тобто відбитків структури металу.

Для забезпечення надійності неруйнівного контролю мікроструктури зняті репліки з поверхні досліджуваної конструкції повинні адекватно відображати мікроструктуру металу, а також мати оптичні властивості, які дозволяють проводити її мікроскопічні дослідження в лабораторії. За допомогою методу неруйнівної металографії безпосередньо, без вирізування

зразків з елементів конструкції, можна не лише вивчати мікроструктуру металу та її характеристики, а й виявляти дефекти, наприклад, мікротріщини й пори, досліджувати корозійні пошкодження, проводити вхідний контроль металу тощо.

Комплекс обладнання для проведення металографічних досліджень зазвичай складається з кутової шліфувальної машинки та приладів, представлених на рис. 3.4: портативного шліфувально-полірувального станка Akkuro1 (1); портативного мікроскопа ТКМ світлого поля (2); пресу для «рідких» реплік (3); реплік (4).



Рис. 3.4. Сучасне обладнання для неруйнівної металографії

Металографічні дослідження матеріалу несівних елементів у польових умовах проводяться за допомогою спеціалізованого обладнання згідно методики, яку ілюструє рис. 3.5.



Рис. 3.5. Схема реалізації методики проведення металографічних досліджень методом реплік

За допомогою методу неруйнівної металографії безпосередньо, без вирізування зразків з елементів конструкції, з використанням портативного мікроскопу або реплік (відбитків структури) можна вивчати мікроструктуру металу, виявляти поверхневі та внутрішні дефекти, наприклад, мікротріщини та пори, досліджувати корозійні пошкодження, проводити вхідний контроль металу тощо [1, 90].

3.2.2.2 Застосування методу неруйнівної металографії. Ефективність виявлення невидимих візуально поверхневих дефектів розміром від 1 мкм (мікротріщин) методом неруйнівної металографії переконливо доведено на прикладі дослідження технічного стану несівних конструкцій рам кузовів вагонів електропоїзда HRCS2 [218].

Незабаром після уведення в експлуатацію всі електропоїзди моделі HRCS2 було відправлено на доопрацювання, а саме розробку й реалізацію рекомендацій щодо усунення й запобігання появи тріщин у несівних елементах шворневих балок. Під час огляду рам кузовів вагонів електропоїзда було виявлено розповсюдження тріщин у шворневих балках в зонах кріплення кронштейнів гасителів коливальних виляння (ГКВ) візків (рис. 3.6) [135].



Рис. 3.6. Візок вагона електропоїзда HRCS2

Вигляд та місця розміщення виявлених дефектів у шворневій балці рами кузова показано на рис. 3.7.



Рис. 3.7. Приклади руйнування вертикального (а) і горизонтального (б) листів шворневої балки в районі кріплення ГКВ

Для оцінки напружено-деформованого стану вузла кріплення ГКВ проведено міцнісні розрахунки, що не було зроблено на стадії проектування електропоїзда HRCS2. Відповідне моделювання виконано у комп'ютерному пакеті SolidWorks Simulation [120]. Розрахунковим випадком передбачено статичне навантаження, прийняте згідно зі специфікацією виробника.

Методом неруйнівної металографії було детально досліджено місця шворневих балок безпосередньо в зоні виникнення тріщин з метою виявлення мікротріщин, які в подальшій експлуатації можуть призвести до розвитку макротріщин. Підготовку металевої поверхні в обраних місцях контролю несівних конструкцій рами кузова проведено у два етапи: шліфування дисками різної зернистості та полірування алмазною пастою.

Поліровану поверхню змочували розчинником для отримання поверхневого в'язкого шару, на який потім накладали репліку. Тривалість витримки репліки на поверхні металу

складала 3-5 хв. Аналіз реплік проводили за допомогою оптичного мікроскопу Axiovert 25 SA при збільшеннях x200, x500.

В лабораторних умовах при мікроскопічному дослідженні реплік, знятих з елементів рами кузова вагона електропоїзда на відстані приблизно 5 см від макротріщин виявлено мікротріщини розміром від 50 до 300 мкм в місцях шворневих балок. При цьому спостерігалися як поодинокі мікротріщини, так і їх скупчення та розгалуження. З аналізу реплік встановлено, що мікротріщини, які виникли в місцях зварювання кронштейна кріплення гасителя коливань вилянь до шворневої балки, розвиваються здебільшого вздовж шворневої балки.

У такий же спосіб проводилося також дослідження хребтової балки рами кузова на наявність втомних мікротріщин, так як вона сприймає інтенсивні поздовжні навантаження в режимах тяги і гальмування. При аналізі реплік, знятих у визначених місцях хребтової балки, також виявлено мікротріщини розміром до 200 мкм, які розвиваються як вздовж, так і поперек балки.

Враховуючи те, що в несівних конструкціях рами кузова (шворнева та хребтова балки) було виявлено мікротріщини, рекомендовано звернути увагу на стадійність накопичення даних дефектів та визначення критеріїв, які дозволяють охарактеризувати опір зародженню і накопиченню додаткових мікродефектів в металевих конструкціях. Також важливо встановити ресурс елементів конструкції з мікротріщинами.

Крім досліджень технічного стану рам кузовів набуто також певного досвіду застосування неруйнівної металографії методом реплік до ходових частин. Наприклад, цим методом досліджувався стан рами візка моторного вагона електропоїзда. Місця контролю на рамі візка були обрані відповідно до результатів розрахунку конструкції на міцність. Встановлено, що найбільш напруженими є місця в кутах зварювання поперечних та поздовжніх балок рами візка й в місцях кріплення кронштейнів тягових електродвигунів (~220 МПа). Номінальне напруження за розрахунками на міцність в області верхньої полиці підсилюючої накладки становить 94,5 МПа та внутрішньої вертикальної поверхні біля зони зварного з'єднання поперечної та поздовжньої балок – 39,1 МПа. Саме тому, ці місця на рамі візка були ретельно досліджені для виявлення дефектів, зокрема мікротріщин, які в подальшій експлуатації змогли б призвести до руйнування конструкції.

Аналіз реплік знятих з рами візка показав наявність мікротріщин в місцях верхньої полиці підсилюючої накладки (рис. 3.8, а) та внутрішньої вертикальної поверхні (рис. 3.8, б, в) у зоні зварного з'єднання поперечної та поздовжньої балок. Отримані репліки з досліджених місць контролю в повній мірі та з високою точністю й відтворюваністю відбитків мікроструктури відображають виявлені поверхневі дефекти на рамі візка моторного вагона.

За результатами дослідження технічного стану рами візка моторного вагона електропоїзда методом неруйнівної металографії були виявлені місця з мікротріщинами, ймовірно, втомного характеру, які в подальшій експлуатації можуть призвести до розвитку макротріщини і руйнування конструкції. Також, метод неруйнівної металографії підтвердив розрахунки напружено-деформованого стану щодо місць з наявними мікродефектами, які є небезпечними для експлуатації концентраторами.

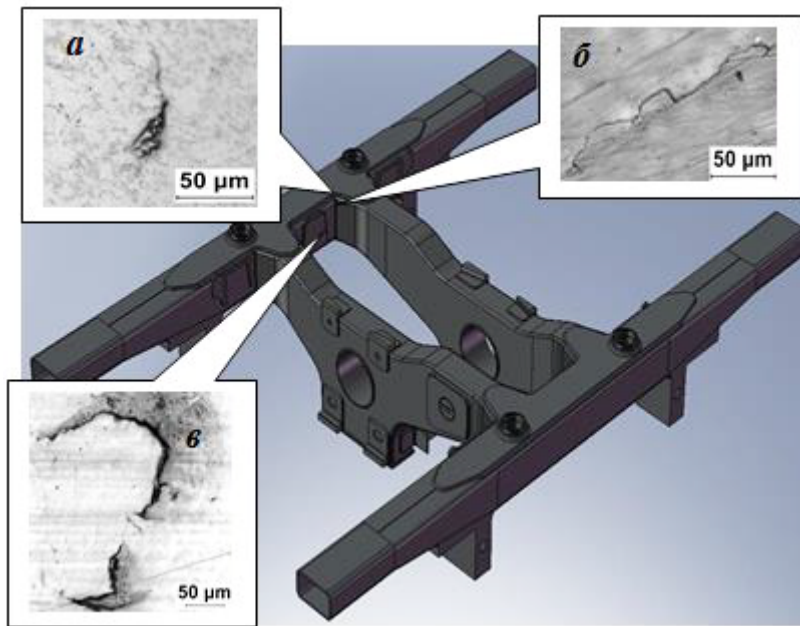


Рис. 3.8. 3D-модель рами візка моторного вагона та виявлені мікротріщини в контрольованих місцях (а-в)

3.2.3 Застосування карт контролю технічного стану несівних конструкцій.

Роботи з оцінки технічного стану несівних конструкцій з застосуванням розрахункових методів і засобів неруйнівного контролю рекомендується проводити згідно карт КТС розроблених для відповідних одиниць рухомого складу.

Карт КТС повинні розроблятися у відповідності до видів ремонту з урахуванням контролепридатності несівних конструкцій. Для кожного виду ремонту повинна розроблятися окрема карта КТС. Допускається розробка однієї карти КТС для декількох видів ремонту за умови забезпечення однакової контролепридатності несівних конструкцій. Карт КТС можуть бути розроблені як на окремі елементи несівних конструкцій, так і загальні для всіх екіпажних частин.

Карта КТС складається з описової частини та частини, до якої заносяться дані отримувані при проведенні контрольних робіт. Описова частина містить зображення несівних конструкцій одиниці ТРС з вказаними місцями контролю (рис. 3.9) та з описом цих місць. При необхідності місця контролю задаються розмірами зон, які необхідно контролювати. Також при необхідності показуються потрібні розрізи несівної конструкції.

Частина карти КТС, до якої заносяться дані проведення контролю, повинна бути представлена в текстовій або в табличній формі та мати місця для можливості внесення в них відповідних даних. Ця частина карти КТС має такі обов'язкові розділи:

- місце та дата проведення КТС;
- основні дані про несівні конструкції;
- результати неруйнівного контролю;
- відомості про засоби неруйнівного контролю використані при виконанні КТС;
- відомості про спеціалістів, які проводили КТС.

Розділ щодо основних даних про несівні конструкції має включати такі підрозділи:

- назва несівних конструкцій;
- заводські номери несівних конструкцій;
- час виробництва несівних конструкцій;
- пробіг одиниці рухомого складу з початку експлуатації;
- попередньо проведені ремонти.

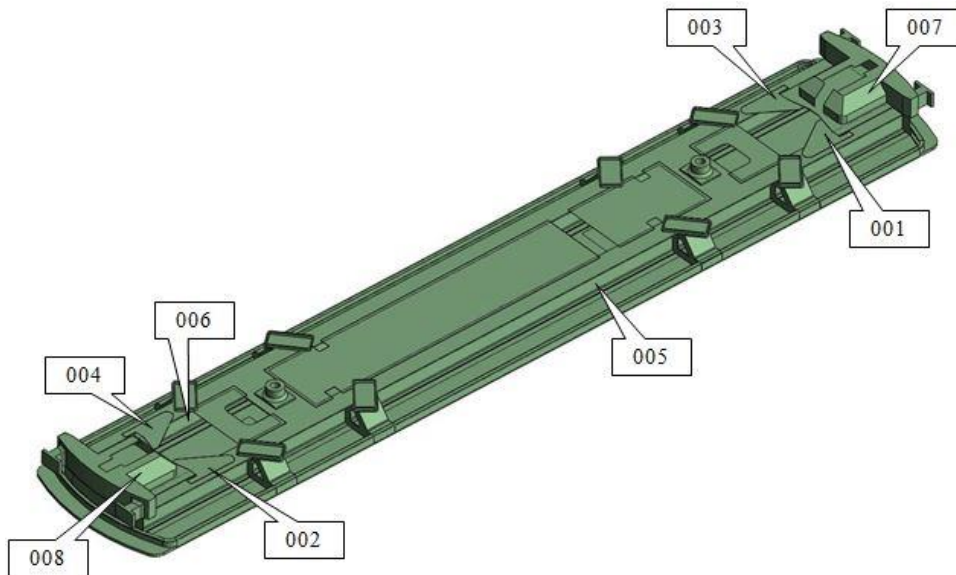


Рис. 3.9. Приклад зображення в карті КТС рами кузова

Розділ «Результати неруйнівного контролю» викладається в карті КТС в табличній формі для можливості внесення у відповідну таблицю результатів контролю.

Розділ щодо відомостей про використані засоби неруйнівного контролю має включати наступні підрозділи:

- тип засобу неруйнівного контролю;
- заводський номер обладнання;
- дата наступної перевірки або строк придатності.

Якщо при контролі технічного стану окрім проведення неруйнівного контролю є необхідність в замірах (геометричних показників, товщини несівних конструкцій, величини деформування тощо), то в карті КТС на зображеннях повинні бути вказані місця замірів (рис. 3.10).

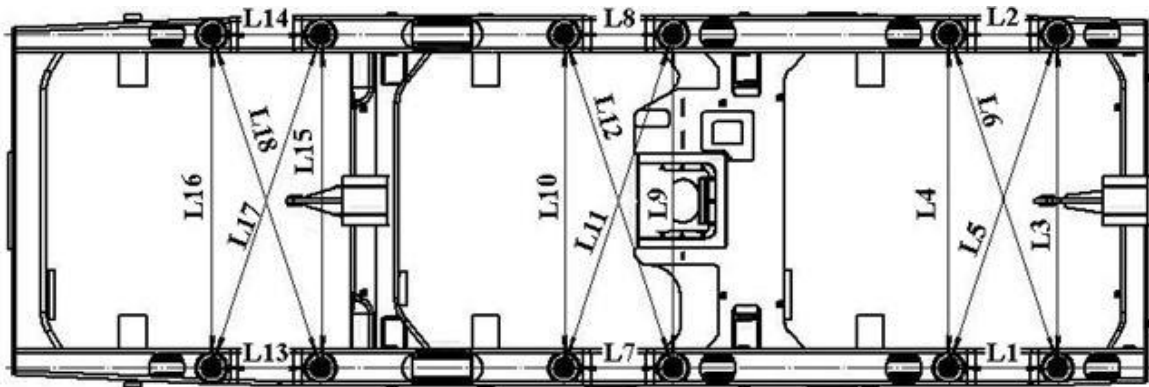


Рис. 3.10. Приклад зображення в карті КТС замірів лінійних розмірів рам візків локомотивів

Види неруйнівного контролю, які застосовують для КТС несівних конструкцій, мають встановлюватись, виходячи з:

- фізичних явищ, покладених в основу методу неруйнівного контролю;
- області застосування методу неруйнівного контролю;
- характеру дефектів, які дозволяє виявляти даний метод неруйнівного контролю;
- доступності до місця контролю;
- чутливості та роздільної здатності метода контролю;
- розмірів, конфігурації та конструктивних особливостей об'єкта контролю.

- розмірів зони контролю;
- видів дефектів та їх розташування;
- умов експлуатації контрольованої одиниці рухомого складу;
- матеріалу, з якого виготовленні несівні конструкції;
- шорсткості поверхні, яка контролюється.

Виходячи з ступеня відповідальності вузла або деталі несівної конструкції для КТС застосовують або окремі методи неруйнівного контролю, або комплекс цих методів, які застосовуються послідовно. В багатьох випадках тільки комбіновані (різні по принципу дії) методи неруйнівного контролю можуть виключити недоліки дослідження, взаємно доповнювати один одного та забезпечити отримання більш достовірної інформації.

Комбінувати види та методи неруйнівного контролю необхідно так, щоб досягти найбільшої ефективності при найменших затратах ресурсів. Вибранні для проведення КТС види неруйнівного контролю не повинні порушувати придатність несівних конструкцій з повним збереженням закладених функцій.

4 ВИМОГИ ДО ХОДОВИХ ЧАСТИН ТА СТАНУ КОЛІЇ НА ЛІНІЯХ ШВИДКІСНОГО РУХУ

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 [136].

4.1 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).

4.1.1 Загальні вимоги. 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 ремонтопридатності;
- 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 екіпажу 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 обрисові 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 проектованої конструкції екіпажу має бути такою, щоби розрахункове напруження на відмову було рівне або кратне прийнятій циклічності планових ремонтів.

Щодо вимог до рухомого складу в інструкції [137] 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 [138] з посиланням на ДСТУ UIC 518 [139].

Оскільки динамічні якості рейкових екіпажів визначаються головним чином характеристиками ходових частин, тому при створенні екіпажних частин ШРС візки повинні розроблятися з урахуванням [136]:

- 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 [102, 113].

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 витримуватись 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 оцінюватися 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.

4.1.2 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 (див. п. 1.1.2). 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.

4.1.2.1 Вхідні та вихідні величини. 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 [140]. 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 підвищення, 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. 4.1.

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 підвищення та взаємні переміщення складових частин конструкції екіпажу;
- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів;
- сили контактної взаємодії коліс і рейок.



Рис. 4.1. 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 УІС 513 [141].

4.1.2.2 Параметричні дослідження. 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 екіпажу 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 значеннями.

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 екіпажу від сходження з рейок та уточнюється значення коефіцієнта запасу стійкості від сходу колісної пари з рейок k_{cc} .

4.2 Загальні вимоги до стану колії на лініях швидкісного руху

Вирішення програмних завдань щодо розширеного запровадження руху пасажирських поїздів з підвищеними швидкостями вимагає якісно нових підходів до підготовки інфраструктури, зокрема колійної структури. І тут доводиться знову констатувати відсутність відповідної нормативної бази. Тому логічним буде вибудовування концепції за вимогами до колії на лініях швидкісного руху, запозичуючи досвід країн, де швидкісний рух впроваджено і розвивається. Загалом, встановлення нормативних вимог щодо конструкції та технічного стану колій на лініях швидкісного руху має базуватись на положеннях відповідних документів, розроблених ОСЖД, з урахуванням Пам'яток УІС, європейських

стандартів – EN та Технічних вимог інтероперабельності – TSI (Technical specification for interoperability) [142].

4.2.1 Рекомендації ОСЖД щодо устрою та утримання колії на ділянках швидкісного руху. Основні положення щодо устрою та утримання колії на ділянках швидкісного руху викладено в Пам'ятках ОСЖД О+Р-782/2, Р-782/3, О+Р-784, О+Р-788 [143-146].

4.2.1.1 Будова та утримання колії на ділянках змішаного руху. На ділянках змішаного руху до колії пред'являються суперечливі вимоги одночасного дотримання параметрів устрою і норм утримання для руху пасажирських поїздів з високими швидкостями та сприйняття підвищених навантажень від вантажних поїздів з мінімальними розладами [143].

Чим більше розрив в швидкостях руху вантажних і пасажирських поїздів, тим важче забезпечити взаємну ув'язку вимог до колії і, тому, доводиться відмовлятися від багатьох раніше використовувалися методів розрахунків і проектування. В цілому проблема, що розглядається є техніко-економічної властивості і вимагає для свого рішення в кожному конкретному випадку комплексного підходу.

В результаті можуть бути сформульовані наступні основні підходи до розробки рекомендацій по влаштуванню і утриманню рейкової колії на ділянках змішаного руху з максимальними швидкостями:

- потужність колії повинна бути така, щоб сприймати силову дію від вантажних поїздів з мінімальними залишковими деформаціями, що забезпечують дотримання нормативів для пасажирського, в тому числі за умов швидкісного руху;
- параметри устрою колії повинні забезпечувати оптимальне співвідношення швидкостей пасажирських і вантажних поїздів;
- для вирішення вищезгаданих задач певні вимоги повинні пред'являтися не тільки до параметрів колії, але і до показників експлуатаційної роботи, зокрема до співвідношення швидкостей вантажних і пасажирських поїздів та обсягами вантажних і пасажирських перевезень.

До параметрів устрою колії, що підлягають вибору з метою раціональної організації швидкісного руху відносяться:

- план лінії (радіуси кривих, умови сполучення);
- профіль лінії (поздовжні ухили);
- величина підвищення зовнішньої рейки в кривих;
- довжини перехідних кривих.

У якості показників, що дозволяють оцінити згадані параметри при заданих швидкостях руху, використовується:

- рівень непогашеного відцентрового прискорення або його аналог – величина нестачі піднесення зовнішньої рейки;
- швидкість наростання непогашеного прискорення в перехідних кривих –

$$\frac{da_{\text{нп}}}{dt} = \psi, \text{ м/с}^3;$$

- швидкість підйому колеса щодо відведення піднесення $\frac{dh}{dt} = f, \text{ мм/с}$.

Величина непогашеного прискорення визначається за формулою:

$$a_{\text{нп}} = \frac{V^2}{13R} - g \frac{h}{S}, \quad (4.1)$$

де V – швидкість руху (км/год);

R – радіус кривої (м);

g – прискорення сили тяжіння;

h – величина піднесення (мм);

S – відстань між колами катання, приймається 1600 мм для колії 1520 мм і 1500 мм для колії 1435 мм.

Величина максимального непогашеного прискорення зазвичай приймається в діапазоні 0,6-0,85 м/с² і у виняткових випадках – до 1 м/с². Реально на максимальний рівень непогашених прискорень можуть виходити тільки пасажирські поїзди при відповідній прокладці ниток графіка. При цьому величина піднесення може виявитися надлишковою для вантажних поїздів, які слідуєть з відносно низькими швидкостями і при цьому вони будуть рухатися з негативними непогашеними прискореннями. При великих абсолютних значеннях негативних непогашених прискорень внаслідок перекоєних установок візків підвищується інтенсивність розладів і зносів колії. Встановлено, що небажано мати рівень негативних непогашених прискорень нижче $-0,3$ м/с².

Для забезпечення руху пасажирських поїздів з непогашеним прискоренням $+0,7$ м/с², а вантажних $-0,3$ м/с² має бути забезпечено наступне співвідноєння швидкостей руху пасажирських і вантажних поїздів:

$$V_{\text{пасс}} \leq \sqrt{V_{\text{гр}}^2 + 13R},$$

де $V_{\text{гр}}$ - мінімальна швидкість руху потоку вантажних поїздів,

R - радіус кривої.

Швидкість наростання непогашеного прискорення зазвичай приймається в межах 0,35 - 0,7 м/с³, а швидкість підйому колеса щодо відведення піднесення 28 - 45 мм/с.

Розрив в швидкостях руху вантажних і пасажирських поїздів значною мірою визначається щільністю поїздопотока - чим менше інтервал між поїздами, тим ближче фактичний графік руху до паралельного, коли всі поїзди рухаються з однаковою швидкістю. З точки зору параметрів пристрою колії проблема полягає в тому, що величина підвиєння зовнішньої рейки в кривих встановлюється, в тому числі, за максимальною швидкістю руху і, якщо ця швидкість на практиці не реалізується через щільний поїздопотік, то всі поїзди будуть рухатись з негативним непогашеним прискоренням. Крім того, максимальна встановлена швидкість в даній кривій не повинна бути вище, ніж швидкість, що отримується за тяговим розрахунком для поїздів установленої ваги. Особливої актуальності це питання має на ділянках складного профілю, де швидкості на підйомах визначаються потужністю локомотивів і в місцях, де встановлені постійні обмеження швидкості руху та поїзди рухаються зі швидкостями, менше встановлених.

В цілому, може бути рекомендований наступний порядок визначення параметрів устрою і утримання рейкової колії на ділянках змієаного руху:

- визначення максимальних можливих швидкостей руху за тяговим розрахунком;
- коригування отриманих швидкостей з урахуванням щільності поїздопотока на основі варіантних графіків;
- перевірка допустимості співвідноєння швидкостей вантажних і пасажирських поїздів за критерієм руху вантажних поїздів з негативним непогашеним прискоренням, не нижче мінімально встановленого;
- визначення величини піднесення згідно правил, що діють на відповідній залізниці;
- визначення параметрів перехідних кривих відповідно до діючих правил;
- коригування системи технічного обслуговування залізничної колії або підвиєння потужності верхньої будови для забезпечення необхідних допусків утримання колії на основі аналізу інтенсивності її розладів.

4.2.1.2 Технологія обслуговування колії. Розгляд технічних проблем впровадження швидкієного руху має передбачати необхідність створення системи контролю стану колії сучасними технічними засобами. При цьому важливу роль набувають достовірна оцінка стану колії і оптимізація проведення колійних робіт із застосуванням методів і засобів діагностики.

Для отримання достовірних даних про параметри взаємодії рухомого складу та колії перспективним є використання технічних засобів контролю, якими синхронно з оцінкою геометрії колії аналізуються силові параметри взаємодії в системі «колесо - рейка», умови взаємодії, динамічні показники рейкового екіпажу, параметри руху.

Стратегія технічного обслуговування колії на швидкісних лініях в значній мірі визначається умовами організації швидкісного руху. При цьому можуть бути розглянуті три можливих варіанти:

- швидкісний рух організовано на спеціально побудованій лінії, параметри пристрою якої повністю відповідають розрахункових швидкостей руху;
- швидкісний рух організовано на повністю реконструйованій спеціалізованій лінії, параметри пристрою якої значною мірою наближені до необхідних за планом і профілем лінії, а також за показниками стабільності підбаластного підстави;
- швидкісний рух організовується при етапному посиленні існуючих ліній з частковим збереженням на них вантажного руху. При цьому роботи по посиленню основного майданчика земляного полотна можуть бути виконані не в повному обсязі.

Останній випадок в найбільшій мірою поширений на залізницях колії 1520 мм і представляє найбільшу складність з точки зору технічного обслуговування колії.

Під технологією технічного обслуговування колії розуміється комплекс заходів, що включає в себе:

- систему діагностики стану колії;
- систему профілактичних заходів щодо попередження появи розладів колії;
- систему усунення окремих відступів за геометрією колії та заміни деформованих елементів верхньої будови;
- систему виконання проміжних ремонтів на окремих ділянках колії.

Особливості технології технічного обслуговування колії на швидкісних лініях обумовлені:

- необхідністю проведення робіт без видачі попереджень про обмеження швидкості руху;
- необхідністю збереження стабільного стану колії після проведення робіт.

У цих умовах технологія технічного обслуговування швидкісних ділянок повинна включати в себе:

- створення банків даних, що містять інформацію:
- про відповідність параметрів устрою колії вимогам швидкісного руху;
- про відповідність геометричного положення колії та стану елементів верхньої будови пропонованим вимогам;
- результати моніторингу стану колії, що дозволяють виявити ступінь його стабільності або тенденції зміни для прогнозування на перспективу;
- розробку системи визначення потреби у проведенні профілактичних і ремонтних робіт на основі аналізу наявної інформації.

4.2.1.3 Визначення максимально допустимих бокових сил. При русі сучасного рухомого складу залізничною колією (особливо в кривих ділянках) виникають бічні сили, величина яких може досягати значень, що сприяють розладу верхньої будови колії, а при певних обставинах – зниженню або не виконанню умов безпеки руху поїздів.

Серйозною причиною порушення безпеки руху екіпажу можуть бути поперечні зрушення рейко-шпальної решітки або руйнування проміжних рейкових скріплень, які викликані надмірними значеннями рамних і відповідно бічних сил. Для недопущення зазначеного необхідно додержуватися таких умов:

- непогашене квазістатичне прискорення на рівні букс рухомого складу не повинно перевищувати $0,4-0,8 \text{ м/с}^2$ ($1,0 \text{ м/с}^2$ – у виняткових випадках з дозволу залізничної адміністрації). Для вантажних поїздів рекомендований рівень непогашених прискорень повинен бути в межах $\pm 0,3 \text{ м/с}^2$;

- значення рамної сили в прямих і в кривих (при максимальному непогашеному прискоренні) має задовольняти умові:

$$Y_p \leq \alpha \cdot P_{cm} \quad (4.2)$$

(α - коефіцієнт, що залежить від роду баласту, P_{cm} - статичне осьове навантаження), у випадку колії на щебеневому баласті

$$Y_p \leq k \left(10 + \frac{P}{3} \right) \quad (4.3)$$

(k – коефіцієнт, що залежить від типу рухомого складу);

- значення максимального (з ймовірністю неперевищення $P = 0,994$) горизонтальна силова дія рейки на шпалу має задовольняти умові:

$$H_{um} \leq \alpha \cdot P_{cm}^{cp} \quad (4.4)$$

(α - показник стійкості РШР, P_{cm}^{cp} - середня величина вертикального навантаження рейки на шпалу в момент спостереження найбільшою горизонтального навантаження);

- для типових конструкцій скріплень бічна сила не повинна перевищувати 100 кН;

- горизонтальна сила дії рейки на вузол скріплення ($H_{гор}$) не повинна перевищувати 50-60 кН. Випробування вузла скріплення повинні проводитися на дію таких сил і при цьому вертикальне навантаження на вузол скріплення не повинно перевищувати $1,4H_{гор}$.

4.2.1.4 Утримання колії на лініях швидкісного руху. На лініях з допустимою швидкістю руху до 200 км/год показники якості колії TQI (сумарне середньоквадратичне відхилення) повинні відповідати вимогам Пам'ятки ОСЖД О+Р-788 [146]. Колії, показники якості яких виявляються вище допустимих, вимагають відповідних робіт з утримання та ремонту.

Величина TQI визначається за наступною формулою:

$$TQI = \sum_{i=1}^7 \sigma_i, \quad (4.5)$$

де σ_i – нормативне відхилення параметрів геометричного розміру (мм), що в свою чергу визначається за виразом:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (x_{ij} - \bar{x}_i)^2}. \quad (4.6)$$

У виразі (4.6) \bar{x}_i – середнє значення амплітуди відхилення параметрів геометричного розміру для безперервних вимірювальних періодів на одиничній ділянці (мм), N – кількість вимірювальних періодів ($N = 800$ – на одиничній ділянці довжиною 200 м).

Запровадження швидкісного руху пов'язано з відповідною підготовкою колійної структури за вимогами, що передбачають більш жорсткі обмеження щодо геометричних параметрів колії. Перш за все це стосується допусків на розміри колії [113, 146]. При цьому значна увага має приділятися вимогам до ширини колії [136, 147]. За Пам'яткою ОСЖД 788

[268] при утриманні колії на ділянках швидкісного руху мінімальні допуски ширини становлять $\{+ 2, - 2\}$, а максимальні – $\{+ 6, - 4\}$. Таким чином, стосовно колії 1520 мм розмір ширини колії S допускається в діапазоні 1516 – 1526 мм.

За результатами досліджень динаміки руху швидкісного екіпажу встановлено вплив зміни ширини колії у заданому діапазоні на динамічні показники. Зокрема показано, що у випадку коліс з профілем за ГОСТ 9036 критична швидкість не залежить від ширини колії, тоді як при зношених колесах критична швидкість суттєво залежить від ширини колії, збільшуючись з розширенням колії.

За критерієм стійкості колісних пар від сходу з рейок екіпаж має достатній запас стійкості в рейковій колії при всіх розглянутих варіантах профілів коліс і ширини колії. Як правило, запас стійкості збільшується з розширенням колії.

Плавність ходу по вертикалі задовольняє вимогам комфортності перевезень пасажирів і не залежить від зміни ширини колії в заданому діапазоні. Водночас показники плавності ходу у горизонтальному напрямку збільшуючись з ростом швидкості руху, перевищуючи при $v \geq 50$ м/с перевищують гранично допустиме значення. При введенні в дію демпферів проти автоколиваний впливання візків ці показники задовольняють вимогам до комфортності їзди у всьому діапазоні швидкостей руху.

Вертикальні сили взаємодії коліс і рейок мало чутливі до зміни ширини колії. Найбільші розрахункові значення бокових сил одержано у випадку, коли розглядається варіант зношених коліс і задається мінімальна ширина колії. Демпфірування коливаний впливання візків суттєво знижує рівень бокової взаємодії коліс і рейок.

На підставі проведених досліджень і аналізу нормативних вимог ОСЖД [146] і EN [148] щодо ширини колії, а також приймаючи до уваги висновки у статті [147], можна рекомендувати для на швидкісних ліній колії 1520 мм допуски на ширину $\{+ 4, - 2\}$.

Важливими параметрами в розмірній ланцюжку «колісна пара - рейки» є зазори між гребенями коліс і рейками. Для визначення цих величин пропонується поряд з шириною колії ввести додатковий нормативний параметр - «ширина колісної пари», яка дорівнює відстані між точками на зовнішніх поверхнях гребенів, в місцях визначення їх товщини.

З введенням як нормативного розміру ширини колісної пари для оцінки умов проходження колісної пари по рейковій колії можна буде використовувати сумарний зазор δ , значення якого рівні різниці між розмірами ширини колії s і ширини колісної пари q , тобто: $\delta = s - q$. Для забезпечення контролю необхідних зазорів між гребенями коліс і бічними поверхнями головок рейок доцільно встановити обмеження максимальної та мінімальної ширини колісної пари в залежності від допустимих відхилень ширини рейкової колії.

4.2.2 Вимоги до колії для випробувань рухомого складу. Закордонний і вітчизняний досвід показує, що при впровадженні в експлуатацію нової залізничної техніки, поряд з теоретичними дослідженнями і дослідно-конструкторськими розробками, особливого значення набувають натурні випробування транспортних засобів та об'єктів інфраструктури. Той же досвід свідчить про високу ефективність поєднання в комплексі науково-дослідних робіт теорії і практики у справі створення нової більш надійної, економічної, більш ефективної і зручної в експлуатації залізничної техніки.

Вимоги до колії під час проведення випробувань рухомого складу викладено в Пам'ятці 518 [113]. Ця Пам'ятка охоплює всі умови ходових випробувань рухомого складу на лінії для оцінки динамічної поведінки у зв'язку з безпекою руху, втомую колії та ходовими якостями рейкових екіпажів. Зокрема, серед умов випробувань визначається конструкція колії, її геометрична якість, швидкість і дефіцит підвищення зовнішньої рейки в кривих. Крім того, аналізується геометрія контакту колеса з рейкою.

Параметри геометричної якості колії, що впливають на динамічну поведінку транспортного засобу, наступні:

– вертикальне вирівнювання (N_L) – це геометричне відхилення в вертикальному напрямку, що представляє різницю (в міліметрах) між верхньою точкою рейки в площині руху і ідеальною середньою лінією повздовжнього профілю;

– бокове (поперечне) вирівнювання (D) – це геометричне відхилення в поперечному напрямку горизонтальної площини, що представляє різницю (в міліметрах) між точкою з боку рейки, на висоті приблизно 15 мм нижче площини руху і ідеальною середньою лінією від вирівнювання;

– ширина колії (E) – відстань (в міліметрах) між внутрішніми поверхнями рейок на висоті приблизно 15 мм нижче площини руху;

– завихрення (g_b) є різниця нахилів (в міліметрах) між двома секціями колії, на відстані b (в метрах) в бік, поділене на вимірювальну базу b .

Європейськими нормативними документами висуваються більш жорсткі конкретні вимоги до ділянок, де проводять випробування, зокрема, має забезпечуватися спеціальна пропорція між прямими та криволінійними ділянками колії, які поділяють на криві великих радіусів ($R > 600$ м), криві малих радіусів ($250 \text{ м} < R < 600$ м) та перехідні криві. Рекомендовано представлення ділянки як мінімум 25-ма відрізками, які не повинні мати спільної частини, й довжина кожного відрізка в залежності від швидкості руху транспортного засобу, що випробовується, має становити від 70 до 500 м.

Вимогою також є проходження рухомим складом колії конкретного типу на відносно великій швидкості. Максимальна швидкість руху на випробувальних ділянках дорівнює граничній швидкості при експлуатації вагона V_{lim} з перевищенням на 10%. При цьому враховуються значення припустимого підвищення зовнішньої рейки l_{adm} (рис. 4.1).

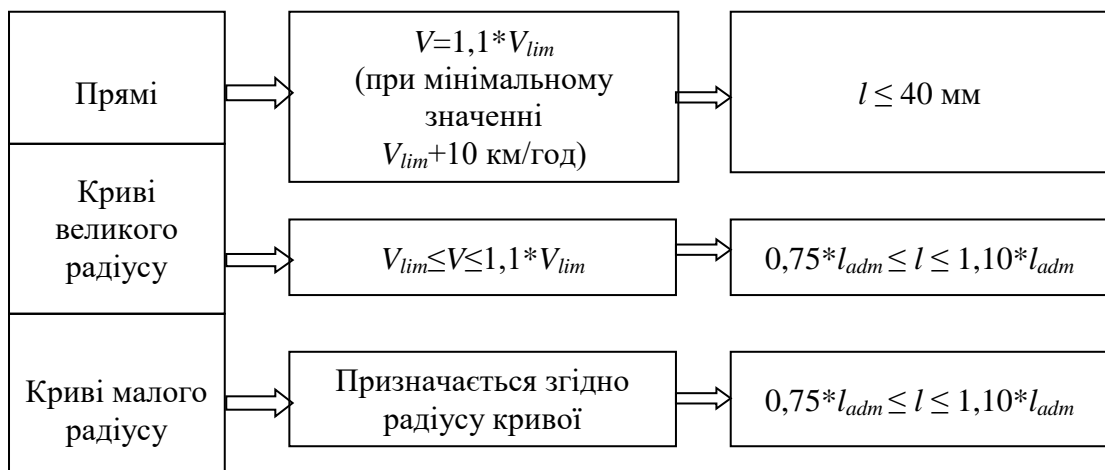


Рис. 4.1. Граничні швидкості V і недостатнє підвищення зовнішньої рейки l для різних ділянок колії за планом

В залежності від значень середньоквадратичних та максимальних відхилень в плані та профілі відрізки колії поділяють на три рівня якості: $QN 1$, $QN 2$ і $QN 3$. $QN 1$ – оцінка, що вимагає нагляду за станом колії або звичайного циклу планованих робіт з утримання та ремонту. $QN 2$ – оцінка, яка передбачає короткочасні роботи з утримання та ремонту. $QN 3$ – оцінка, у разі ігнорування якої відповідний відрізок колії усувається від аналізу даних, тому що його геометрична якість не відповідає стандартному рівню якості. Така оцінка ще не відповідає найбільш несприятливому стану утримання і залишається допустимою.

При виборі відрізків колії для кожної випробувальної зони рекомендується наступний розподіл:

- 50% відрізків колії найкращої якості або близького до $QN 1$;
- 40% відрізків колії представляють якість між $QN 1$ і $QN 2$;

- 10% відрізків колії представляють рівень якості між $QN 2$ і $QN 3$.

Опис геометрії колії відповідно до рівнів якості $QN 1$, $QN 2$ і $QN 3$ являє собою основний метод. Геометрична якість колії визначається за стандартними відхиленнями вертикального і бокового вирівнювання колії.

Пікові значення ізольованих дефектів вертикального і бокового вирівнювання подаються тільки для інформації. Як тільки ізольовані відхилення досягають значень $QN 3$, відповідний експериментальний відрізок виключають з розгляду та аналізу.

Геометрична якість колії визначається за стандартними відхиленнями вирівнювання колії в вертикальних і бокових напрямках. Вертикальне вирівнювання – це геометричне відхилення в вертикальному напрямку, що представляє різницю (в мм) між точкою верху рейки в площині руху ідеальною середньою лінією поздовжнього профілю. Бокове вирівнювання (поперечне) – це геометричне відхилення в горизонтальній площині, що представляє собою різницю (в мм) між точкою бокової грані рейки на висоті приблизно 15 мм нижче площини колії та ідеальною середньою лінією від вирівнювання.

В табл. 4.1 і 4.2 наведені значення стандартних та пікових відхилень для вертикального і бокового вирівнювання колії рівнів якості $QN 1$ і $QN 2$, які приймаються до уваги при виборі випробувальних відрізків. Пікові значення ізольованих дефектів вертикального і бокового вирівнювання подають тільки для відомості. Як тільки ізольовані відхилення досягають значень $QN 3$, відповідний експериментальний відрізок виключають з розгляду та аналізу.

Таблиця 4.1

Стандартні відхилення вертикального і бокового вирівнювання		
Стандартне відхилення	$QN 1$, мм	$QN 2$, мм
Вертикальне вирівнювання		
$V \leq 80$ км/год	2,3	2,6
$80 < V \leq 120$ км/год	1,8	2,1
$120 < V \leq 160$ км/год	1,4	1,7
$160 < V \leq 200$ км/год	1,2	1,5
$200 < V \leq 300$ км/год	1,0	1,3
Бокове вирівнювання		
$V \leq 80$ км/год	1,5	1,8
$80 < V \leq 120$ км/год	1,2	1,5
$120 < V \leq 160$ км/год	1,0	1,3
$160 < V \leq 200$ км/год	0,8	1,1
$200 < V \leq 300$ км/год	0,7	1,0

Таблиця 4.2

Пікові відхилення вертикального і бокового вирівнювання		
Стандартне відхилення	$QN 1$, мм	$QN 2$
Вертикальне вирівнювання		
$V \leq 80$ км/год	12,0	16,0
$80 < V \leq 120$ км/год	8,0	12,0
$120 < V \leq 160$ км/год	6,0	10,0
$160 < V \leq 200$ км/год	5,0	9,0
$200 < V \leq 300$ км/год	4,0	8,0
Бокове вирівнювання		
$V \leq 80$ км/год	12,0	14,0
$80 < V \leq 120$ км/год	8,0	10,0
$120 < V \leq 160$ км/год	6,0	8,0
$160 < V \leq 200$ км/год	5,0	7,0
$200 < V \leq 300$ км/год	4,0	6,0

Геометрична якість визначається окремо для поздовжнього і бокового вирівнювання. Як правило, оцінка секції має складатися з двох різних категорій якості: а саме, для вертикального і бокового вирівнювання.

Визначальним критерієм для класифікації колії, що впливає на клас якості, є максимальне абсолютне значення вимірювань на двох рейках, за виключенням бокового вирівнювання (правки) в кривих, де пікове значення на зовнішній рейці є вирішальним, особливо для кривих, де R менший ніж 600 м.

5 УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕДУР ДОПУСКУ РУХОМОГО СКЛАДУ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ

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.

5.1 Умови забезпечення технічної експлуатації рухомого складу

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.

5.1.1 Моніторинг технічного стану рухомого складу. 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.

Теоретичні основи функціонування бортових автоматизованих систем діагностування локомотивів опрацьовані Б. Є. Боднарем [149]. Ним вперше запропоновано комплекс розрахункових методик, спрямованих на вибір раціональної системи утримання локомотивів з урахуванням їх технічного стану за результатами діагностування роботи внутрішнього обладнання.

Завдячуючи розробкам наукової школи Е. Д. Тартаковського за провідною участю А. П. Фалендиша в Українській державній академії залізничного транспорту (з 30.10.2014 р. – Український державний університет залізничного транспорту – УкрДУЗТ) створено системи технічного діагностування, випробувань та поточного утримання ТРС [150]. Зокрема, А. П. Фалендишем розвинуто наукові основи визначення характеристик ТРС перспективних конструкцій. В його дисертаційній роботі вперше розроблено комплекс моделей визначення характеристик локомотивів на основі стохастичного програмування з урахуванням життєвого циклу та запропоновано модель системи обслуговування та ремонту нових маневрових тепловозів [151].

Вагомий вклад у розвиток оригінальних підходів до вирішення проблем контролю технічного стану ТРС внесено науковим колективом Східноукраїнського національного університету (СНУ) ім. Володимира Даля під керівництвом О. Л. Голубенка [152-154]. Для сучасного моторвагонного рухомого складу (МВРС) Г. Г. Басовим розроблено модель оптимального синтезу вбудованих систем контролю та діагностики обладнання [155]. На цій основі створено модель організації технічного і сервісного обслуговування одиниць МВРС, яка враховує дані бортових систем діагностики. Таким чином було започатковано умови для удосконалення системи обслуговування та ремонту обладнання ТРС.

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 [156]. 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 сходу 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 [157]. 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 [158]. Практична реалізація таких систем здійснюється на основі оцінки динамічної поведінки як безпосередньо рухомого складу, так і колійної структури під час проходження поїздів [159-162].

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 [163].

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.

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 [164]. 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 MATILD GE Transportation, Wheelchex DeltaRail, WCM Teknis та WILD системи Salient System. 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. Зокрема, ці питання систематично розглядалися на науково-практичних конференціях «Перспективи впровадження технічних засобів безпеки руху на залізницях України», які донедавна щорічно проводилися Укрзалізницею [165].

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.

5.1.2 Цілеспрямоване управління безпекою руху поїздів. Основні напрями функціонування системи управління безпекою руху поїздів на залізницях України регламентуються відповідним Положенням [166]. 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 [167]. За висновками авторів цей підхід, заснований на принципах системного аналізу, дозволяє шляхом моделювання отримувати загальносистемну оцінку діяльності залізничного транспорту.

В праці [168] 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 [169-171]. 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 [172] 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 [173]. 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.

З метою обґрунтування ефективних управлінських рішень з підвищення рівня безпеки руху В. М. Самсонкіним та В. А. Друзем було розроблено метод статистичної закономірності, описаний в монографії [170]. За визначенням авторів сутність цього методу полягає у комплексному аналізі й постійній актуалізації закономірностей у статистиці безпеки експлуатації залізничного транспорту як системи. В монографії [174] 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 Горобченка О. М. [175] 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 Д. М. Марченко [176]. 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.

5.1.3 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.

5.1.3.1 Система динамічних показників рухомого складу колії 1520 мм. Ходові якості, безпека руху та плавність ходу залізничного рухомого складу колії 1520 мм оцінюються експериментальними та розрахунковими способами за системою динамічних показників [88, 112, 148, 177]. 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 прогнозні 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 $k_{\partial\sigma}$;
- рамні сили H_p ;
- вертикальні j_v та горизонтальні j_z прискорення кузова вагона й рам візків.

Коефіцієнти вертикальної динаміки визначаються за формулою:

$$k_{\partial\sigma} = \frac{P_{\partial}}{P_{cm}}, \quad (5.1)$$

де P_{∂} - динамічна складова вертикальних сил;

P_{cm} - статичне навантаження.

Величина $k_{\partial\sigma}$ 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_v 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 виляння 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 невідповідних 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» легковагового (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} [88].

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 [178]. 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:

$$k_{cc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_g}{P_\sigma} \geq [k_{cc}], \quad (5.2)$$

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

У формулі (5.2) відношення вертикальної і горизонтальної складових сил, що діють від коліс на рейки, визначається наступним чином:

$$\frac{P_g}{P_o} = \frac{P_{ув} \left[\frac{2(b-a_2)}{l} - k_{\partial\partial}^* \frac{(2b-a_2)}{l} + k_{\partial\partial}^{**} \frac{a_2}{l} \right] + q \frac{b-a_2}{l} + \frac{r}{l} H_p}{f_{TP} P_{ув} \left[\frac{2(b-a_1)}{l} + k_{\partial\partial}^* \frac{a_1}{l} - k_{\partial\partial}^{**} \frac{(2b-a_1)}{l} \right] + f_{TP} q \frac{b-a_1}{l} + \left(1 - \frac{r}{l} f_{TP} \right) H_p}, \quad (5.3)$$

де $P_{ув}$ – статичне навантаження на шийку осі;

q – вага невіднесених частин;

H_p – розрахункове середнє значення рамної сили;

$2b$ – відстань між серединами шийок осі колісної пари ($2b = 2,036$ м);

a_1, a_2 – проекції на вісь відстаней від точок контакту з рейками відповідно набігаючого і ненабігаючого коліс до середин шийок ($a_1 = 0,25$ м, $a_2 = 0,22$ м);

r – радіус кола кочення середньо зношеного колеса ($r = 0,45$ м);

l – середня відстань між точками контакту коліс з рейками ($l = 1,58$ м);

$k_{\partial\partial}^*$ і $k_{\partial\partial}^{**}$ – коефіцієнти вертикальної динаміки для набігаючого і ненабігаючого коліс (ці величини приймаються позитивними у разі повного розвантаження коліс).

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

Другий розрахунковий випадок характеризує стійкість колісної пари від сходжень з рейки при «витискуванні» порожнього вагона в круговій кривій поздовжніми силами стискування, що виникають при гальмуванні поїзда, в складі якого знаходиться вагон. Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари вагона k_{cc} для цього випадку визначається за формулою:

$$k_{cc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta}. \quad (5.4)$$

$$\frac{P_T + 2\gamma N \left[\frac{\delta L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) \frac{h_n}{h_a} \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right] \frac{h_a}{S} \mp 2P_{TCT} \frac{h_p}{2S} \cdot \frac{h_{II}}{2S}}{\mu P_T + 2\gamma N \left\{ \left[\frac{\delta L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right] \left(1 - \mu \frac{h_a}{S} \right) \mp \mu \alpha \frac{L_c}{R} \frac{h_a - h_n}{2S} \right\} \mp 2P_{TCT} \frac{h_p}{2S} \left(1 - \mu \frac{h_{II}}{2S} \right)}$$

де μ, β ті самі величини, що й в (5.2);

P_T – вертикальне навантаження від візка на колію з врахуванням розвантаження при ексцентричній дії поздовжніх сил;

γ, α – коефіцієнти перекосу;

N – розрахункові квазістатичні поздовжні стискуючі сили, що постійно діють більше 3 с на автотзепи порожнього вагона, приймаються рівними 0,5 МН – для чотиривісних вагонів;

2δ – сумарний вільний поперечний розбіг рами кузова вагона відносно осі колії у поперечному перетині (по шворню); для вагонів на візках з середньо зношеними гребенями коліс приймається $2\delta = 0,07$ м;

$2l, 2L, 2L_c$ – відповідно база візка, відстань між упорними плитами автотзепів і довжина вагона за осями зчеплення автотзепів;

a – довжина корпусу автотзепу від осі зчеплення до кінця хвостовика, для автотзепного пристрою СА-3 приймається $a = 1$ м;

$h_n, h_a, h_{ц}$ – відповідно висоти робочої площини п'ятника, вісі автозчепу і центра мас вагона над рівнем головок рейок;

h_p – підвищення зовнішньої рейки в кривій;

$2S$ – відстань між колами кочення коліс, приймається $2S = 1,6$ м;

R – радіус кривої, приймається $R = 250$ м.

У формулі (5.4) верхні знаки відповідають установці, коли колесо, що набігає, вкочується на зовнішню рейку, нижні – установці, коли колесо, що набігає, вкочується на внутрішню рейку.

Вертикальне навантаження від візка на колію P_T визначається з урахуванням розвантаження під дією поздовжньої сили, що викликана різницею висот осей автозчепів вагона, що досліджується, і сусіднього з ним:

$$P_T = P_{TCT} - \frac{N \frac{\Delta h}{2a} \left(\frac{L+l}{2l} - \frac{L}{l} \cdot \frac{1}{1 + \frac{C_B \cdot l^2}{N \cdot l}} \right)}{1 - \frac{N}{2a \cdot C_B} \cdot \left(1 + \frac{L_2}{l^2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{N \cdot L}{C_B \cdot l^2}} \right)} \quad (5.5)$$

де P_{TCT} – вертикальне статичне навантаження на колію від візка порожнього вагона;

Δh – різниця рівнів осей автозчепів у з'єднанні двох вагонів, приймається $\Delta h = 0,08$ м;

C_B – вертикальна жорсткість ресорного підвішування одного візка.

Коефіцієнти γ і α визначаються за формулами:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{N}{N_{ка}}}, \quad \alpha = \frac{1 - \frac{N}{N_{ка}}}{1 - \frac{N}{N_{кб}}} \quad (5.6)$$

де $N_{ка}$ і $N_{кб}$ – поздовжні критичні сили, що призводять до відносного перекосу вагонів і осей автозчепів у плані.

Розрахунок виконується тільки для порожнього вагона у круговій кривій при наявності і відсутності підвищення зовнішньої рейки ($h_p = 0,15$ м і $h_p = 0$).

Значення коефіцієнту запасу стійкості колісної пари проти сходжень з рейок вантажного вагона при «витисканні», що допускається, приймається $[k_{cc}] = 1,2$.

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.

Стійкість локомотивів від сходження з рейок рекомендується оцінювати по першій і останній за напрямком руху колісних парах [112]. Коефіцієнт запасу стійкості колісних пар проти сходження з рейок λ визначається за формулою

$$\lambda = \frac{\left(\frac{Y_H}{N_H}\right)}{\left(\frac{Y_H}{N_N}\right)_D} = \frac{Q \left[2(b-a_2) - K_{Д1}(l_1+a_1) + a_2 K_{Д2} \right] + Y_p \cdot l_1 + \mu' \left\{ Q \left[2(b-a_1) - K_{Д2}(l_1+a_2) + a_1 \cdot K_{Д1} \right] - Y_p \cdot r + \right\}}{Y_p \cdot r + q(b-a_1) \left(1 + \mu \frac{\sin 2\beta}{2} \right) + \left\{ Q \left[2(b-a_2) - K_{Д1}(l_1+a_1) + a_2 K_{Д2} \right] \right\} + \frac{+q(b-a_2)}{Y_p \cdot r + q(b-a_2)} \cdot \frac{1}{\mu \cos^2 \beta \cdot \operatorname{ctg} \beta + \mu}}, \quad (5.7)$$

де Y_H – направляюче зусилля при одноточковому контакті;

N_H – вертикальна сила від набігаючого колеса на головку рейки;

μ – коефіцієнт тертя між гребенем набігаючого колеса і рейкою;

β – кут нахилу утворюючої гребеня колеса до горизонтальної площини;

Y_p – рамна сила на колісну пару (за модулем);

Q – сила тяжіння обресореної частини екіпажа, що доводиться на шийку осі колісної пари;

$K_{Д1}$ і $K_{Д2}$ – коефіцієнти вертикальної динаміки в першому ступені підвішування відповідно на набігаючому і ненабігаючому колесах колісної пари (при розвантаженні $K_{Дi} > 0$).

$$K_{Д1} = \frac{\Pi_1}{f}; \quad K_{Д2} = \frac{\Pi_2}{f}, \quad (5.8)$$

де Π_1 і Π_2 – динамічні вертикальні прогини в 1-му ступені підвішування;

f – статичний прогин в 1-му ступені підвішування;

μ' – коефіцієнт тертя між поверхнею кочення ненабігаючого колеса і рейкою;

q – сила тяжіння невіднесених частин, що приходиться на колісну пару;

$2b$ – відстань між точками прикладання вертикальних навантажень до шийок осі колісної пари;

a_1 – відстань між точками прикладання вертикального навантаження на шийку осі на набігаючому колесі і точці контакту на гребені;

a_2 – відстань між точками прикладання вертикального навантаження на шийку осі на ненабігаючому колесі і точкою контакту на його поверхні кочення;

r – радіус колеса по колу кочення;

$l_1 = 2b - (a_1 + a_2)$.

Не дивлячись на показову складність розрахунків k_{cc} і λ за формулами (5.2) - (5.7), наведені вище вирази не враховують суттєвої обставини, яка пов'язана з часовим фактором, а

саме, тривалість дії бокової сили одного напрямку при несприятливому сполученні з силами, що діють у вертикальному напрямку. Головним недоліком такого підходу до оцінки стійкості рухомого складу в рейковій колії є опосередкованість визначення сил взаємодії коліс і рейок через рамні сили. За діючою методикою рамні сили вимірюються за деформаціями рам візків. Недоліком такого способу вимірювання сил є невисока точність [179], що, в кінцевому рахунку, позначається на результатах розрахунку сил взаємодії, а значить і коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок.

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.

5.1.3.2 Система динамічних показників 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 [180].

За критерій стійкості від сходження з рейок рухомого складу колії 1435 мм прийнято частку відношення напрямної сили до вертикальної сили на колесо $(Y/Q)_{\max}$ [102, 113]. Це відношення відоме як критерій Надаля (M. J. Nadal) [102]. 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.

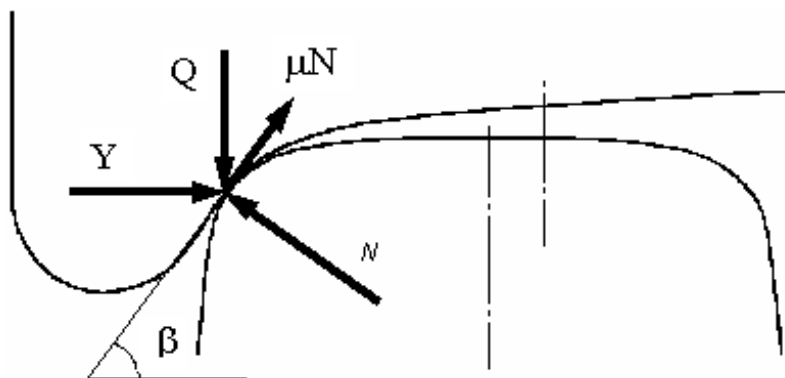


Рис. 5.1. Сили, що діють в контактні гребеня колеса і рейки в момент початку сходження

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

$$\begin{aligned} Y &= N \sin \beta - \mu N \cos \beta \\ Q &= N \cos \beta + \mu N \sin \beta, \end{aligned} \quad (5.9)$$

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

μ – коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють.
З рівнянь (5.9) випливає формула Надаля:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \tan \beta} \quad (5.10)$$

Для залізничних екіпажів колії 1435 мм відношення бічної сили Y , що діє на колесо, до вертикального навантаження Q , тобто Y/Q за виразом (5.9) 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 автоколівань виляння колісних пар.

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

$$(\Sigma Y_{2m})_{lim} \leq \alpha(10+P_0/3), \quad (5.11)$$

де P_0 – статичне осьове навантаження, кН;

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

На середньоквадратичні значення суми направляючих сил встановлюються такі обмеження:

$$(s\Sigma Y)_{lim} = (\Sigma Y)_{lim} / 2. \quad (5.12)$$

Величини суми бокових буксових сил мають обмежуватись згідно формули:

$$(H_{2m})_{lim} = \beta (10+P_0/3), \quad (5.13)$$

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

$$(sH)_{lim} = H_{lim} / 2. \quad (5.14)$$

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

$$\ddot{y}_{s,\text{lim}}^+ = 12 - \frac{m^+}{5}. \quad (5.15)$$

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

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

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 $\sum Y_{\text{max}}$ – критерій Прюдома (А. Prud'homme). Максимально допустима (критична) величина цього показника за умов стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву становить :

$$\sum Y_{\text{max,lim}} = k_1(10 + 2Q_0/3), \text{ кН}, \quad (5.16)$$

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

5.1.4 Оновлення нормативної бази з допуску рухомого складу до експлуатації.

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.

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 в даний час потрібно прискорене вирішення питань оновлення нормативної документації, яка повинна складати основу для створення і приймання одиниць рухомого складу за сучасними вимогами. Крім того, потребують перегляду методи і засоби, які традиційно використовуються при випробуваннях рухомого складу.

5.1.4.1 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).

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)
Не визначається	Прискорення: - прискорення кузова у горизонтальному та вертикальному напрямках; - прискорення ходових частин
Не визначається	Критерій Прюдона – 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

Щодо розбіжностей у нормативних вимогах слід зауважити, що, наприклад, оцінка показників безпеки руху за нормами для колій 1520 мм ведеться за методикою, яка не відображає дійсних умов, які підвищують ризики щодо сходу локомотивів і вагонів з рейок, оскільки не враховується часовий фактор. Плавність ходу оцінюється за показниками, які визначаються з використанням методики, розробленої кілька десятків років тому.

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 вагонобудування» (УкрНДІВ) було розроблено ДСТУ UIC 518:2009 [181] на базі Пам'ятки UIC 518 [113]. 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.

5.1.4.2 Гармонізація вимог до натурних випробувань рухомого складу. В табл. 1.5 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. 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. 5.2.

Таблиця 5.2

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 підвищення 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 [113]. 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.

5.2 Експериментальна оцінка міцнісних та динамічних характеристик рухомого складу

Спиряючись 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 ШРС або тих, що були модернізовані, належить складати за результатами комплексних випробувань. Стосовно екіпажних частин визначальними є стаціонарні випробування, випробування на міцність та ходові динамічні випробування ШРС [182].

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

5.2.1.1 Поколісне зважування. Це випробування 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 [183].

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 секції локомотива;
- г) розбіжність навантажень на кожний візок секції локомотива;
- д) розбіжність навантажень на колеса по діагоналі локомотива;
- е) загальну вагу секції.

При поколісному 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:

$$m_{veh} = \frac{\sum_{j=1}^n (Q_{j1} + Q_{j2})}{g}; \quad (5.17)$$

- б) середнє навантаження на вісь:

$$2Q_{0,mean} = \frac{m_{veh} g}{n}; \quad (5.18)$$

- в) навантаження на колісну пару:

$$2Q_{0,j} = Q_{j1} + Q_{j2}; \quad (5.19)$$

- г) максимальне навантаження на вісь:

$$2Q_{0,max} = \max(Q_{j1} + Q_{j2}) \text{ для } j = 1, n; \quad (5.20)$$

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

$$\Delta q_j = \frac{|Q_{j1} - Q_{j2}|}{2Q_{0,j}}; \quad (5.21)$$

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

$$\Delta 2q_{0,\max} = \frac{2Q_{0,\max} - 2Q_{0,\text{mean}}}{2Q_{0,\text{mean}}}; \quad (5.22)$$

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

$$\Delta q_{\text{side}} = \frac{\left| \sum_{j=1}^n (Q_{j1} - Q_{j2}) \right|}{m_{\text{veh}} g}, \quad (5.23)$$

де n – число колісних пар;

Q_{jk} – навантаження на колесо.

5.2.1.2 Визначення моменту сил опору повороту візків. 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 [102]:

$$X = \frac{M_{z,R_{\min}}}{2a^+ 2Q_0}, \quad (5.24)$$

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 (рис. 5.1). 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 [102] кут повороту належить обчислювати за виразом:

$$\Delta \psi^* = \frac{a^*}{R_{\min}} + \frac{0,020}{2a^+}, \text{ рад.} \quad (5.25)$$



Рис. 5.1. Приклад стендового обладнання для визначення моменту опору повороту візка відносно кузова (Лабораторна база Інституту залізничного транспорту, м. Варшава)

Випробування повинне тривати від нульового кута вильяння так, щоб можна було отримати замкнуту гістерезисну петлю. Кут вильяння $\Delta\psi^*$ і обертовий момент M_z , необхідний для повороту візка, повинні вимірюватись і записуватись безперервно. За результатами вимірювань будуються діаграми (рис. 5.2), що представляють поворотний момент у функції кута повороту $M_z = f(\Delta\psi^*)$.

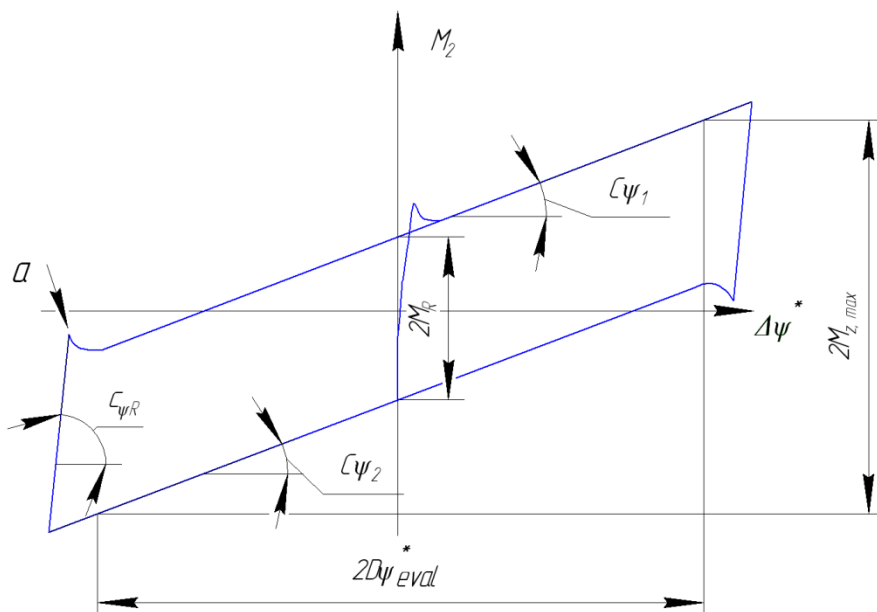


Рис. 5.2. Діаграма моменту сил опору повороту візка (Fig. 11 в [150])

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 $\Delta\psi^*_{eval} = \frac{a^*}{R_{\min}}$, є

визначальним для доказу умови безпеки проти сходу колісних пар з рейок.

5.2.1.3 Випробування на скидання з клинів. Випробування на скидання з клинів проводиться з метою визначення власних частот коливань екіпажу на ресорному підвішуванні і коефіцієнтів демпфірування [184]. При проведенні випробувань на скидання з клинів імітуються коливання підстрибування, галопування і бокової 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 періодам квазіперіодичного процесу згасаючих коливань.

Як відомо, швидкість згасання вільних коливань залежить від коефіцієнта демпфірування β . Згідно з Нормами [88] 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:

$$\nu = \ln \frac{z_i}{z_{i+1}} = h\tau_1 = h \frac{2\pi}{v_1} \approx h \frac{2\pi}{v}, \quad (5.26)$$

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

$$h = \nu \frac{v}{2\pi} = \nu f, \quad (5.27)$$

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 ComrastRIO. 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.

5.2.2 Міцнісні випробування. Випробування на міцність мають складатись зі статичних і динамічних випробувань, стендових випробувань на опір утомі й випробувань на співударяння [304].

Статичні випробування включають визначення засобами тензометрії напружень у несівних вузлах і деталях візків від навантаження кузова. Крім того, визначаються напруження в зазначених вузлах. 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.

5.2.2.1 Стендові випробування. Стендовими випробуваннями на опір утомі оцінюється тривала міцність несівної конструкції при заданих режимах вібраційного або ударного навантажень [185, 186]. 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 [185]. 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. 5.288.3. 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. 5.29 8.4:

– 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.

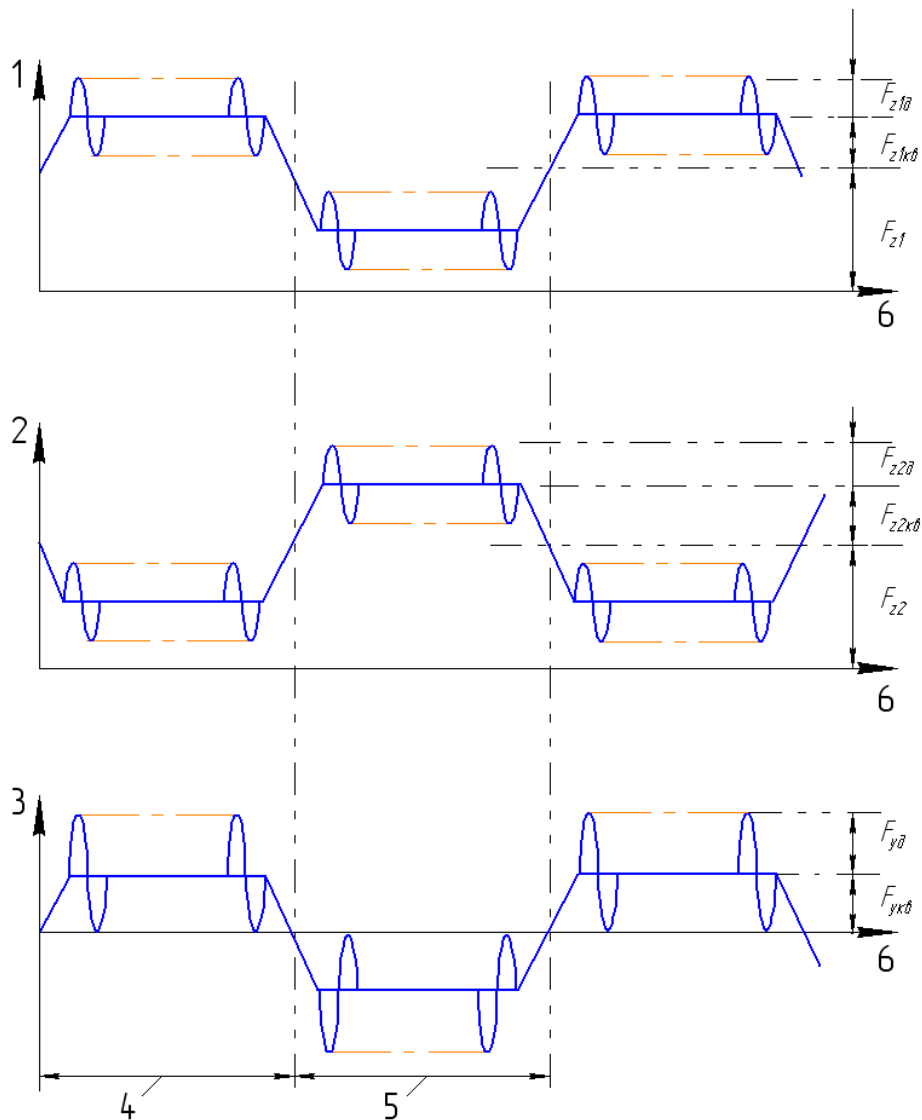


Рис. 5.28. Варіанти завдання навантажень (Fig. G.2 в [185]):

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

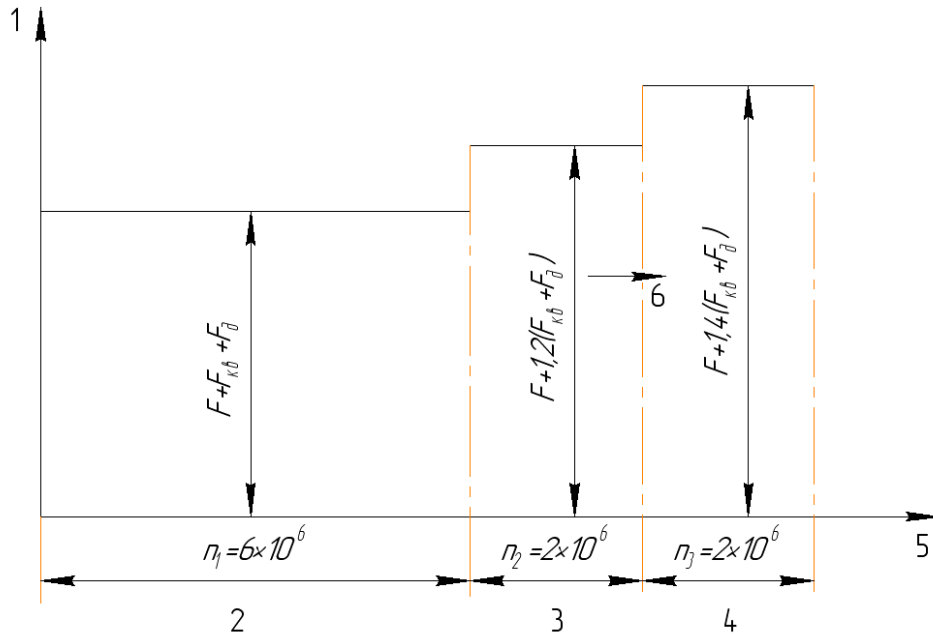


Рис. 5.29. Етапи навантажень (Fig. G.1 в [185]):

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

5.2.2.2 Випробування на співударяння. До міцнісних динамічних випробувань можна відносити й випробування на співударяння, в яких маємо справу з ударними, тобто динамічними, навантаженнями несівних конструкцій екіпажних частин. При випробуваннях одиниць рухомого складу на співударяння оцінюється напружено-деформований стан несівних елементів конструкції екіпажа при дії поздовжніх сил ударного характеру.

Випробування цього виду проводяться на прямій ділянці колії або на механізованих стендах-гірках. Випробовуваний екіпаж накочують на загальмований склад з мінімальною загальною масою 300 т або на вагон-підпір стенда-гірки. Допускається випробування накоченням вагона-бойка на випробуваний екіпаж, встановлений в голові загальмованого складу або зчеплений з вагоном-підпором стенда-гірки. Рекомендується приймати загальну масу вагона-бойка 100 ± 3 т. Вагон-бойок має бути обладнаний автозчепом типу СА-3 і поглинальним апаратом, допущеним на залізницях колії 1520 мм. Різниця по висоті осьових ліній автозчепів вагона-бойка і випробовуваного локомотива не повинна перевищувати 50 мм.

Випробування починають з співударів на швидкостях руху від 2-3 км/год з поступовим збільшенням до величини, яка відповідає нормативній силі удару в автозчеп. Рекомендується проводити випробування в трьох діапазонах швидкостей: до 5 км/год; від 5 до 10 км/год; понад 10 км/год. У кожному діапазоні швидкостей повинно проводитися мінімум 5 співударів. Крім того, повинно бути проведено 3 співудари з максимально допустимою стискуючою ударною силою. Для доказу втомної міцності має бути проведено 40 співударів зі швидкістю, що відповідає максимальній стискуючій ударній силі. Навантаження, що виникають при співударяннях, не повинні викликати залишкову деформацію.

В процесі випробувань безпосередньо виміряють: силу удару в автозчеп; швидкість співударяння; динамічні напруження в несівних елементах екіпажу; прискорення несівних елементів; хід (стиск) поглинального апарата.

Для вимірів сили удару в автозчепі використовують автозчеп-динамометр або клин обладнаний датчиками деформацій, для яких визначають залежності напружень від поздовжньої сили, що діє на автозчеп. За результатами виміряних величин: швидкості співудару (v) і сил удару (P) будують точкову залежність $P = f(v)$, за якою визначають швидкість, що відповідає нормативній величині сили удару.

За результатами виміряних сили удару і напружень будують точкові залежності, за яких визначають значення напружень, що відповідають нормативній силі удару. Міцнісні характеристики конструкції екіпажної частини локомотива оцінюються за напруженням, що допускається.

При оцінюванні результатів випробувань на співудари враховують дані візуального контролю локомотива, характер можливих ушкоджень, втрату стійкості елементами несівної металоконструкції й обшивки кузова, а також стан кріплення внутрішнього та навісного обладнання.

5.2.3 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 [102, 113]. 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.

5.2.3.1 Попередні динамічні розрахунки. 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 [202, 304].

За умов 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.

Як свідчать численні дослідження коливань та стійкості руху рейкових екіпажів, геометричні характеристики взаємодії коліс і рейок належать до чинників, що визначають динамічні властивості рухомого складу [187, 188]. Тому при дослідженні умов безпечної та комфортної експлуатації рухомого складу, призначеного для експлуатації з підвищеними швидкостями, перш за все, слід оцінити вплив характеристик геометричної взаємодії коліс і рейок.

Серед параметрів, що характеризують геометричну взаємодію колісних пар і рейок, узагальнену роль виконує так звана «еквівалентна конусність». Саме цей параметр дозволяє оптимально оцінювати контакт пари «колесо-рейка» на прямих ділянках колії й в кривих великого радіусу. За визначенням еквівалентна конусність дорівнює тангенсу $tg\gamma_e$ кута

конуса γ_e колісної пари з конічними колесами, поперечний рух якої має ту ж кінематичну довжину хвилі, що й ця колісна пара [189].

Еквівалентна конусність надає можливість зіставляти умови контакту коліс і рейок у різних станах за конструкцією і утриманням. При цьому використовується підхід лінеаризації. Цей підхід полягає у заміні нелінійної залежності зміни радіусу кола кочення лінійною. Кутовий коефіцієнт цієї лінійної залежності і є еквівалентною конусністю.

Для того, щоб мати змогу порівнювати результати, отримувані для різних залізниць, необхідно при визначенні еквівалентної конусності дотримуватись єдиних правил. З цією метою Міжнародним союзом залізниць запроваджені принципи обчислення еквівалентної конусності, які визначені Пам'яткою UIC 519 [189].

Методика обчислення еквівалентної конусності полягає в наступному: задається аналітичний опис профілів коліс і рейок; для кожного поперечного переміщення у колісної пари обчислюють характеристику $\Delta r = f(y)$ як різницю між правим і лівим радіусами кіл кочення коліс $\Delta r = r_r - r_l$; застосовуючи лінійну регресію до частини характеристики $\Delta r = f(y)$ в межах інтервалу $2y$, визначають еквівалентну конусність $tg\gamma_e$ для поперечного переміщення у колісної пари. Еквівалентна конусність має бути обчислена з фактичним профілем колеса випробовуваного транспортного засобу і теоретичним профілем рейки колії відповідної ширини. При цьому бічне переміщення колісної пари розглядається в діапазоні $y = \pm 3$ мм.

Геометричні характеристики поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють, значно впливають на динамічні показники рейкового екіпажу. Траєкторія руху колісної пари в горизонтальній площині описується рівнянням:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{\Delta r}{er_0} = 0, \quad (5.28)$$

де y і x – переміщення колісної пари поперек і вздовж колії;

$\Delta r = r_1 - r_2$ – різниця радіусів кіл кочення коліс колісної пари у залежності від її поперечного переміщення y , тобто $\Delta r = f(y)$;

e - відстань між точками контакту коліс колісної пари;

r_0 - радіус середнього кола кочення колеса, коли колісна пара центрована на колії.

Коли робочі поверхні коліс конічні з постійним кутом ухилу γ , то $\Delta r = 2ytg\gamma$.

У такому випадку диференціальне рівняння (5.28) набуває вигляду

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{2tg\gamma}{er_0} y = 0. \quad (5.29)$$

Рівняння (5.29) описує синусоїдальний звивистий рух колісної пари з довжиною хвилі λ , яка визначається за формулою Клінгеля (Klingel H.):

$$\lambda = 2\pi \sqrt{\frac{er_0}{2tg\gamma}}. \quad (5.30)$$

В реальних умовах експлуатації колеса замість конічного профілю переважно мають криволінійний обрис поверхні кочення. Тому, для визначення характеристик геометричної взаємодії коліс і рейок методами лінеаризації вводиться параметр так званої еквівалентної конусності.

За визначенням еквівалентна конусність для даної колісної пари, що рухається заданою колією, дорівнює тангенсу кута γ_e конічного профілю колісної пари, тобто $tg\gamma_e$, яка на прямій ділянці колії й на кривих великого радіуса має ту ж кінематичну довжину хвилі λ , що і дана колісна пара. Еквівалентна конусність – це функція максимальної амплітуди y поперечного переміщення колісної пари відносно рейкової колії, тобто $tg\gamma_e = f(y)$.

Величину довжини хвилі виляння колісної пари з нелінійним профілем можна визначити, замінивши в (5.30) $tg\gamma$ на $tg\gamma_e$.

При визначенні еквівалентної конусності використовуються наступні припущення:

- колесо й рейку вважають твердими тілами;
- колесо є симетричним при обертанні;
- рейка є прямою і має єдиний профіль робочої поверхні;
- колесо не проникає в рейку (розглядається тільки точковий контакт);
- у точці контакту дотичні площини до рейки й до колеса співпадають.

Для будь-якої колісної пари на рейках довільного профілю робочих поверхонь визначення еквівалентної конусності $tg\gamma_e$ здійснюється за наступною процедурою:

- визначаються профілі колеса й рейки, або вимірюваннями в реальних умовах, або виходячи з постановки розрахункового завдання;
- визначається залежність різниці радіусів кіл кочення коліс Δr колісної пари, що розглядається, від її поперечного переміщення y , тобто характеристика $\Delta r = f(y)$;
- визначається еквівалентна конусність для поперечного переміщення y колісної пари на колії.

Вказані вище кроки процедури визначення еквівалентної конусності здійснюються наступним чином.

При визначенні профілів коліс і рейок шляхом вимірювання можуть використовуватись пристрої спеціального призначення, такі, як, наприклад, профілографи або системи автоматичного обмірювання рейок, якими обладнуються спеціалізовані колійні машини чи колійовимірювальні вагони. При цьому мають виконуватись вимоги до точності вимірювань: 0,1 мм – для радіуса колеса; 0,5 мм – для відстані між колесами і ширини колії.

Характеристику $\Delta r = f(y)$ визначають таким чином, щоби охопити діапазон можливих відносних переміщень коліс відносно рейок з максимальним кроком 0,2 мм.

Обчислення еквівалентної конусності для фактичного переміщення колісної пари з амплітудою звивистого руху y виконується у два способи:

- або, застосовуючи формулу Клінгеля (5.30):

$$tg\gamma_e = \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 2er_0, \quad (5.31)$$

- або застосовуючи лінійну регресію типу найменших квадратів до частини характеристики $\Delta r = f(y)$ у межах інтервалу $2y$ (кутовий коефіцієнт рівняння регресії дорівнює $2tg\gamma_e$).

5.2.3.2 Зміст та порядок випробувань на колії. Засадничим документом з приймання та допуску рухомого складу до експлуатації на залізницях країн ЄС документ EN14363 [102], що встановлює вимоги, які значно відрізняються від тих, що діють на залізницях України. В цьому документі визначено методи, засоби й умови проведення випробувань рухомого складу з визначення якостей ходових характеристик. Комплекс контрольних експериментальних досліджень складається зі стаціонарних випробувань і випробувань на колії.

Випробування екіпажа рухомого складу проводяться для оцінювання:

- відповідності його виконання технічній документації та технічним умовам;

- міцності несівної конструкції;
- безпеки руху та плавності ходу;
- безвідмовності й ефективності роботи гальм.

Обов'язкові випробування кваліфікуються за такими групами:

- міцнісні випробування (статичні випробування рами, випробування підняттям, випробування на співудари, динамічні випробування);
- випробування на безпеку руху колією з нерівностями;
- випробування на плавність ходу;
- статичні й ходові випробування гальм;
- експлуатаційні випробування.

До технічних даних транспортного засобу, за якими оцінюються його ходові характеристики, відносяться: розрахункова максимально допустима швидкість транспортного засобу; розрахункова недостача піднесення рейки, що допускається; найменший радіус кривої, яка повинна долатися; конструкція колеса; база візка і відстань між центрами візків; висота центра мас; вага транспортного засобу; розподіл навантаження по колесах і осях; невіднесена маса; первинно підвішена маса; вторинно підвішена маса; моменти інерції кузова транспортного засобу (щодо осі z); крутильна жорсткість кузова транспортного засобу; крутильна жорсткість рами візка; тягове зусилля; розміри колеса і колісної пари; профілі коліс; характеристики первинного вертикального підвішування; характеристики вторинного вертикального підвішування; характеристики напрямлення осей; характеристики вторинного поперечного підвішування; поворотний момент візка; момент інерції візка (щодо осі z). Ці параметри визначаються і узгоджуються з замовником рухомого складу на відповідність певній конструкції та експлуатаційним вимогам.

Ходові випробування проводяться на експериментальних полігонах або на спеціально виділених експлуатаційних ділянках колії [182]. 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 за вимогами документу [146]. За умов польових випробувань на колії граничне значення еквівалентної конусності становить: 0,50 – для екіпажів з конструкційними швидкостями до 140 км/год; 0,40 – для екіпажів з конструкційними швидкостями до 200 км/год.

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 [102]. 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 візка 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.

До ходових випробувань допускаються одиниці ТРС за умови, що їх механічні характеристики перевірені і визнані такими, що задовольняють технічним вимогам для серій, і несівні конструкції мають достатні міцнісні характеристики. Ці випробування проводять на експлуатаційних ділянках колії протяжністю не менше 200 км різного технічного стану.

За рекомендаціями Пам'ятки UIC 518 при контрольних ходових динамічних випробуваннях використовується спрощена схема вимірювань, а саме вимірюються вертикальні та горизонтальні поперечні прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів [113].

Процеси, що характеризують динамічні якості обресорених частин конструкції, обробляються в діапазоні частот від 0,4 до 50 Гц, а необресорених частин – від 0,4 до 100 Гц. Для цього записані сигнали фільтруються полосовим фільтром Баттерворта четвертого порядку [190].

Обробка віброприскорень виконується з використанням статистичних методів. Для цього аналізуються реалізації в кожному інтервалі швидкостей руху. Розбивка за швидкостями виконується з припущення, що коливання системи в певному діапазоні швидкості відбуваються за випадковим законом з постійною спектральною щільністю потужності (СЦП) прискорень. Подібні спектри використовуються для визначення динамічної реакції несівної конструкції.

5.2.3.3 Визначення сил взаємодії коліс і рейок вимірювальними колісними парами.

Чинними методиками натурних випробувань рухомого складу на залізничній 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 [88]. 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 [179].

Заходи з допуску до експлуатації швидкісного рухомого складу мають включати комплексні випробування для оцінювання відповідності підвищеним вимогам до безпеки руху поїздів та плавності ходу вагонів. При цьому стає все більш необхідною експериментальна оцінка сил взаємодії в системі колесо-рейка, за якими визначають умови стійкості від вкочування колеса гребенем на головку рейки. Визначення цих сил в натурі є надзвичайно складним завданням, так як зони контакту постійно переміщуються поверхнями кочення коліс і рейок. Крім того, для оцінки стійкості колеса від вкочування на рейку необхідно постійно обчислювати відношення горизонтальних і вертикальних контактних сил впродовж певного проміжку часу, бо навіть поодинокі випадки перевищення допустимих значень цього відношення можуть стати причиною порушення умов безпеки руху.

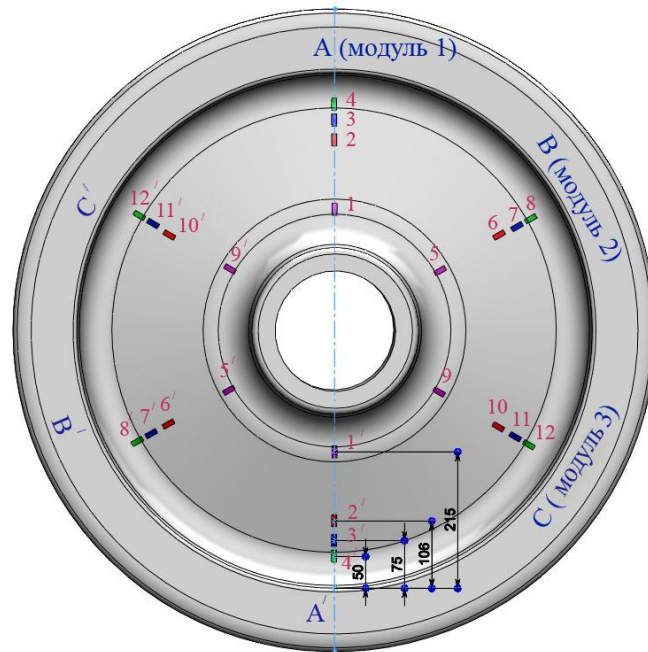
З аналізу системи випробувань рухомого складу на залізницях країн ЄС випливає, що допуск до експлуатації швидкісного рухомого складу передбачає обов'язкове визначення сил взаємодії колісних пар і рейок шляхом їх безпосереднього вимірювання. Сили контактної взаємодії з рейками коліс екіпажів з конструкційними 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 [191]. При цьому визначено, що найбільш ефективним є застосування вимірювальних (тензометричних) колісних пар (ВКП), тобто колісних пар, обладнаних пристроями для безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок [192]. 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 [193].

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.

Місця розміщення тензорезисторів на дисках коліс й способи їхнього включення у вимірювальну схему повинні бути такими, щоб при достатній чутливості схеми до дії вимірюваної сили був якомога меншим вплив сили іншого напрямку. Тому дослідження з визначення на поверхні диску колеса зон, деформації яких викликаються дією суто вертикальних і горизонтальних контактних сил, необхідні для обґрунтування рекомендацій щодо обладнання ВКП тензометричними схемами [194].

На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень та аналізу існуючих систем вимірювання сил, які діють на ходові частини рухомого складу, рекомендовано проводити вимірювання контактних сил за деформаціями дисків коліс колісних пар. При цьому тензорезистори встановлюються на внутрішній поверхні диску [194].

За проведеними розрахунками та експериментальними даними з визначення зон деформаційної чутливості диску стандартного вагонного колеса до вертикальних і бокових навантажень рекомендовано схему розміщення тензорезисторів для визначення контактних сил взаємодії коліс і рейок, яку зображено на рис. 5.30. Тут точками 1-1', 5-5', 9-9' позначено місця, де виникають найбільші напруження. Для вимірювання бокових сил виділено точки 2-2', 6-6', 10-10', а для вертикальних – 3-3', 7-7', 11-11'. Вимірювання деформацій в точках 4-4', 8-8', 12-12' призначено для визначення миттєвого положення колеса під час руху вагона. Вказані точки розміщуються на діаметральних напрямках А-А', В-В', С-С'. З встановлених у визначених точках тензорезисторів монтується відповідні тензометричні схеми.



- точки для вимірювання бокового навантаження
- точки для вимірювання вертикального навантаження
- точки максимальної деформації диска колеса
- точки позиціонування

Рис. 5.30. Рекомендована схема розміщення тензорезисторів на поверхні диска колеса

Принципова перевага даного методу полягає в тому, що він надає можливість вимірювати сили Y і Q постійно і близько до інтерфейсу колесо-рейка. Можливо також вимірювати досить високочастотні процеси силової дії. Точність вимірювань може бути достатньо високою (в межах 5-10%). 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.

6 БЕЗПЕКА РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ 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 [195]. До таких технологій відносяться контрейлерні та контейнерні перевезення. Організація інтермодальних перевезень (здійснюваних послідовно двома чи більше видами транспорту в одній і тій же вантажній одиниці) становить необхідну умову для прискореного розвитку транспортного комплексу України та інтеграції вітчизняних залізниць у загальноєвропейську транспортну систему.

6.1 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 умов 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.

6.1.1 Загальні відомості. Аналіз тенденцій розвитку прогресивних технологій транспортування вантажів свідчить, що у світовій практиці перевага все більше віддається саме комбінованим перевезенням [196-198]. 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 напівпричепа, так і контейнери.

До об'єктивних чинників сприяння прискореному розвитку контрейлерних перевезень 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; 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.

При виборі показників економічної оцінки ефективності комбінованих перевезень технічні засоби і технологія перевезень відносяться до одних з основних критеріїв [199]. 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 (рис. 6.1). При цьому розглядаються три способи транспортування напівпричепів [195]:

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

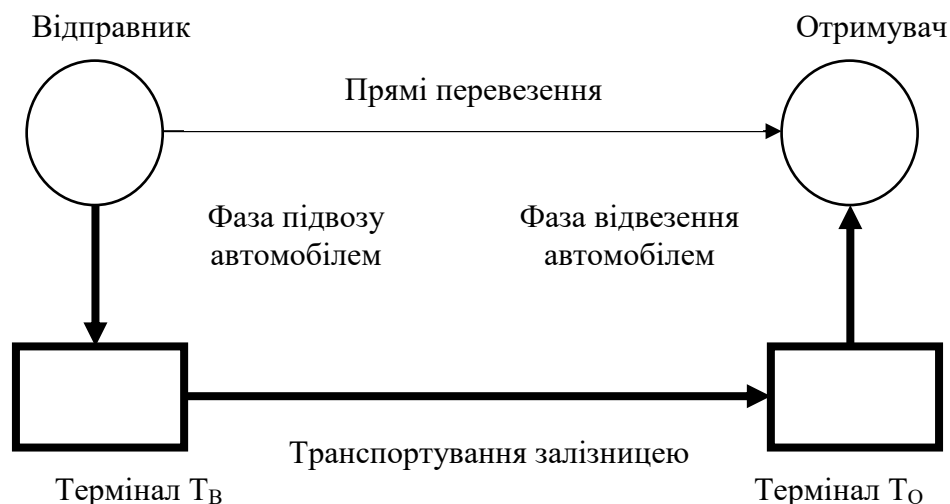


Рис. 6.1. До вибору способу перевезення

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 контейнерних 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_v і термінал отримання T_o ;

- набір автомобільних трас s_{ij} від пункту відправлення до терміналу T_v 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

$$P_{ijz} = \frac{\frac{\delta \cdot k_{ijz}^{(f)}}{k^{(a)}} + \frac{\tau \cdot t_{ijz}^{(f)}}{t^{(a)}} + \frac{\lambda \cdot e_{ijz}^{(f)}}{e^{(a)}}}{\delta + \tau + \lambda}, \quad (6.1)$$

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.

6.1.2 Перспективи розвитку комбінованого транспорту. 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 зводиться 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

удасться 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.

Проте перспективи змішаних перевезень залежать не тільки від технічних можливостей, значною мірою вони визначаються також методами експлуатації технічних засобів. Важливим є вибір місць розташування і організації роботи терміналів, застосування поїздів оптимальних типів, використання спеціалізованого рухомого складу, високопродуктивного підйомно-транспортного устаткування і орієнтованих на конкретний ринок вантажних одиниць.

6.2 Динамічна взаємодія контрейлерної платформи і автопоїзда

Контрейлерні перевезення як складова комбінованого транспорту розглядаються як закономірний процес подолання конкурентних відносин між автомобільним і залізничним транспортом і перехід на відносини співпраці. В європейських країнах контрейлерні поїзди стали частиною логістичних схем доставки вантажів. Причому в ряді випадків контрейлерні перевезення є невід'ємною частиною транспортних систем через діючі обмеження екологічного та іншого характеру, що стосуються автомобільних перевезень.

У контексті вирішення програмних завдань техніко-технологічного забезпечення сталого розвитку комбінованих перевезень в Україні і у міжнародному сполученні необхідно передбачити вирішення низки науково-технічних завдань, пов'язаних зокрема з дослідженням динамічної поведінки спеціалізованих вагонів.

6.2.1 Модель сумісних коливань вагона-платформи з автопоїздом. Важливим етапом у побудові імітаційних моделей динаміки руху вагонів є вибір розрахункових схем і математичний опис конфігурації ходових частин. Найбільш складними для моделювання є динамічні процеси, які супроводжують рух контрейлерних платформ, завантажених автопоїздами. Як це передбачено правилами перевезень, автопоїзди вільно встановлюються на вантажних площадках платформ. Таким чином, при русі залізницею відбувається динамічна взаємодія двох транспортних засобів – вагона-платформи та автопоїзда [200].

У розрахункових випадках, коли метою дослідження є динамічні показники контрейлерних вагонів у вертикальній площині, достатньо скористатися плоскою схемою системи «вагон-автопоїзд», що призводить до значного спрощення математичної моделі. Такі моделі дають змогу оцінити вплив на динамічні показники удосконалень у конструкціях спеціалізованих вагонів, зокрема таких, що стосуються параметрів жорсткості й

демпфірування ресорного підвішування. Нижче подано описання математичної моделі, розробленої для досліджень вертикальних коливань вагона-платформи з автопоїздом.

Розрахункова схема платформи з установленими на ній тягачем і напівпричепом подана у вигляді механічної системи, всі тіла якої, крім платформи, приймаються твердими (рис. 6.2). Рама платформи подана у вигляді пружної безмасової балки, що несе сім зосереджених мас. Залізнична колія розглядається інерційною з пружно-дисипативними властивостями. Колія моделюється приведеною до кожного колеса масою, що переміщується вертикально і спирається на пружини та демпфери в'язкого тертя. Ці елементи моделюють пружно-дисипативними характеристики верхньої будови колії.

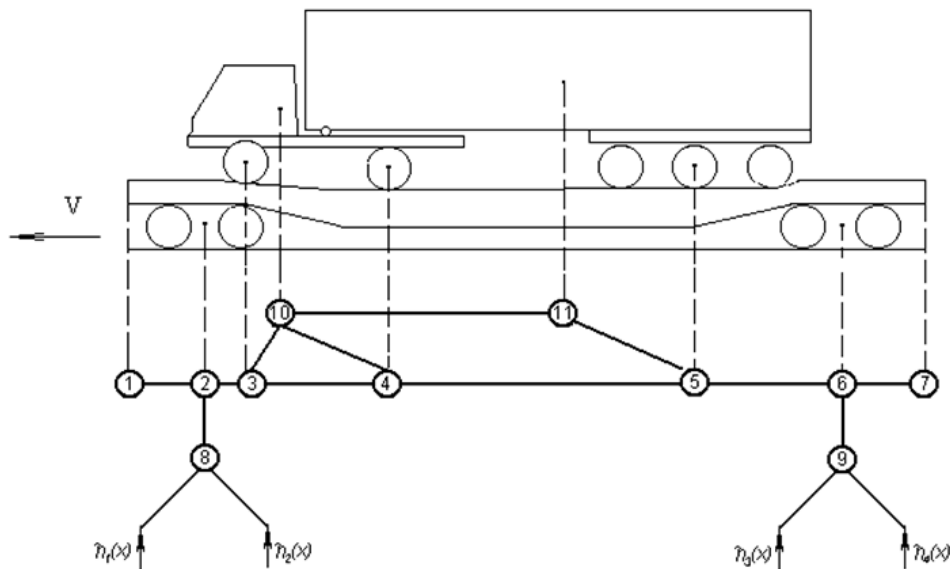


Рис. 6.2. Розрахункова схема платформи з автопоїздом
(η_i - збурення, що діють на колеса через нерівності колії)

На представленій на рис. 6.2 структурній схемі тілами 1...7 подано несівні елементи конструкції рами платформи, 8 і 9 – невідресорені маси візків, які об'єднують бокові рами та колісні пари, 10 і 11 – відповідно тягач і напівпричіп. Відстані між масами, що імітують платформу, визначаються таким чином:

$$\begin{aligned}
 l_{12} &= 0,5(L_f - L_b), \\
 l_{23} &= d_a, \\
 l_{34} &= d_{t1} + d_{t2}, \\
 l_{45} &= d_t + d_n - d_{t2} + d_{n1}, \\
 l_{56} &= L_n - d_t - d_n - d_{t1} - d_{n1} - d_a, \\
 l_{67} &= l_{12},
 \end{aligned} \tag{6.2}$$

де L_b – база платформи;

L_f – довжина рами платформи;

d_a – відстань у поздовжньому напрямку від центру мас візка до першого моста автопоїзда;

d_t – відстані в поздовжньому напрямку від центру мас тягача до осі шворня сідлового пристрою;

d_{t1} і d_{t2} – відстані в поздовжньому напрямку від центру мас тягача до першого і другого мостів, відповідно;

d_n – відстані в поздовжньому напрямку від центру мас напівпричепа до осі шворня сідлового пристрою;

d_{n1} – відстань у поздовжньому напрямку від центру мас напівпричепа до середини візка напівпричепа.

Знайдені довжини відрізків (6.2), маса рами платформи, а також жорсткості рами в даних перетинах є вхідними параметрами для визначення квазіпружних коефіцієнтів.

Зв'язки 1-2...6-7 – пружні, їхні параметри залежать від жорсткісних характеристик рами платформи. Зв'язками 3-10, 4-10 і 5-11 враховуються пружно-дисипативні властивості підвісок і коліс автопоїзда. За побудованою розрахунковою схемою, спірання автопоїзда на платформу здійснюється в місцях установаження мостів тягача та візка напівпричепа. Цим визначається розташування мас 3, 4, 5 на рамі платформи. З'єднання тягача з напівприцепом, здійснюване сідлово-зчіпним пристроєм із двома ступенями вільності, подано шарнірним зв'язком 10-11. Характеристики ресорного підвішування візків визначаються параметрами зв'язків 2-8 і 6-9. Жорсткість ресорного підвішування задається залежно від числа пружин у комплекті. Дисипативні властивості підвішування визначаються демпфірувальними характеристиками клинових гасителів коливальних. Елементи O_1-8-O_2 і O_3-9-O_4 розрахункової схеми імітують пружно-дисипативні властивості верхньої будови колії.

При зроблених припущеннях конфігурація аналізованої системи визначається такими величинами: вертикальними переміщеннями – тягача z_t , напівпричепа z_n , мас z_i ($i = \overline{1,7}$), що імітують раму платформи, і двох візків z_{bj} ($j = \overline{1,2}$); кутами повороту відносно поперечних осей – тягача φ_t , напівпричепа φ_n і візків φ_{bj} ($j = \overline{1,2}$).

Узагальнені координати зазначеної системи обрано в такий спосіб:

$$\begin{aligned} q_1 &= z_t + z_n; & q_2 &= z_t - z_n; & q_3 &= d_t \varphi_t - d_n \varphi_n; \\ q_4 &= z_1; & q_5 &= z_2; & q_6 &= z_3; & q_7 &= z_4; \\ q_8 &= z_5; & q_9 &= z_6; & q_{10} &= z_7; \\ q_{11} &= z_{b1}; & q_{12} &= \varphi_{b1}; & q_{13} &= z_{b2}; & q_{14} &= \varphi_{b2}. \end{aligned} \quad (6.3)$$

Рівняння руху платформи з автопоїздом у вертикальній площині отримано як рівняння Лагранжа II роду

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i \quad (i = \overline{1,14}), \quad (6.4)$$

де T , Π , Φ – кінетична, потенційна енергії і функція розсіювання енергії системи;

Q – узагальнені сили, обумовлені взаємодією коліс з рейками, а також силами непружного опору в ресорному підвішування;

q_i – узагальнені координати.

У даному разі кінетична енергія системи дорівнює сумі кінетичних енергій тягача, напівпричепа, двох візків і рами платформи (кожної з семи зосереджених мас). Потенційну енергію системи складають енергії накопичуваних деформацій в пружних елементах спірання автопоїзда на платформу, в ресорному підвішуванні, а також в рамі платформи як балки.

Дисипативні властивості зв'язків 3-10, 4-10 і 5-11, обумовлені відповідними характеристиками підвіски автопоїзда і шин, і моделюються в'язким опором. Зв'язки O_1-8-O_2 і O_3-9-O_4 мають пружно-в'язкі характеристики, що відбивають параметри взаємодії колісних пар з колією.

Для визначення функції розсіювання енергії у відповідних виразах для визначення потенційної енергії здійснюється заміна переміщень тіл відносними швидкостями. Щоб відбити в математичній моделі розсіювання енергії при коливаннях рами платформи, використано гіпотезу Фойгта. При цьому дисипативні коефіцієнти β_{ln} приймаються за такі, що дорівнюють відповідним квазіпружним коефіцієнтам c_{ln} з коефіцієнтом пропорційності γ :

$$\beta_{ln} = \gamma c_{ln} \quad (l = \overline{1,7}; n = \overline{1,7}). \quad (6.5)$$

Виходячи з необхідності внесення відповідних змін у пристрій клинового гасителя коливань, основну увагу зосереджено на уточненні робочої моделі характеристик демпфірування ресорного підвішування. Для оцінки динамічних показників вагонів прийнята залежність сили тертя в клиновому гасителі коливань $F_{mp}^{n/p}$ від жорсткості $k_{кл}$ і прогину Δ підклинових пружин, кута α нахилу поверхні клина, що взаємодіє з надресорной балкою, коефіцієнта тертя ковзання f у вигляді [195]:

$$F_{mp}^{n/p} = \frac{k_{кл} \Delta}{\frac{1}{tg \alpha \cdot f} \mp 1}. \quad (6.6)$$

За виразом силової характеристики (6.6), сили тертя, які діють у ресорному підвішуванні з клиновими гасителями коливань, залежать від величини прогину пружин, геометричних параметрів клинів і значень коефіцієнта тертя ковзання. Крім того, сили тертя, що діють при навантаженні ресорного підвішування, більші за сили при розвантаженні. Сили зазначеного типу діють у вузлах 2-8 і 6-9: сила F_{mp1} діє – у ресорних комплектах першого візка, а сила F_{mp2} – у ресорних комплектах другого візка.

Узагальнені сили, обумовлені непружним опором ресорного підвішування, дорівнюють

$$\begin{aligned} Q_5 &= -F_{mp1}; \quad Q_9 = -F_{mp2}; \\ Q_{11} &= F_{mp1}; \quad Q_{13} = F_{mp2}. \end{aligned} \quad (6.7)$$

При динамічних розрахунках коливання тіл системи розглядаються щодо положення, що відповідає статичному прогину Δ_{cm} . Величина Δ_{cm} пропорційна статичному навантаженню Q_m , яке припадає на ресорні комплекти одного візка.

Статичні навантаження Q_{m1} і Q_{m2} для першого і другого візків обчислюються в такий спосіб:

$$\begin{aligned} Q_{m1} &= g(0,5m_f + \Delta M_1 / l_{26}); \\ Q_{m2} &= g(0,5m_f + \Delta M_2 / l_{26}); \\ l_{26} &= l_{23} + l_{34} + l_{45} + l_{56}; \\ \Delta M_1 &= m_t(l_{36} - d_{t1}) + m_n(l_{36} - d_{t1} - d_t - d_n); \\ \Delta M_2 &= m_t(l_{23} + d_{t1}) + m_n(l_{23} + d_{t1} + d_t + d_n), \end{aligned} \quad (6.8)$$

де g – прискорення вільного падіння;
 m_f – маса надресорної будови платформи.

Вираз (6.8) дає змогу врахувати нерівномірність завантаження платформи автопоїздом.

За збурення η_i , що діють на колісні пари платформи у вертикальному напрямку, розглянуто періодичні функції, котрі описують так звані стикові нерівності колії. Форма стикового нерівності має вигляд:

$$\eta_i = \frac{d_n}{2} (1 - \cos \omega_n x) \quad (i = \overline{1,4}), \quad (6.9)$$

де d_n – глибина нерівності, що задається;

ω_n – просторова частота, що визначається за формулою $\omega_n = 2\pi / l_n$ (l_n – довжина нерівності).

Для даної системи транспортне запізнювання τ_i :

$$\tau_1 = 0; \quad \tau_2 = 2a/V; \quad \tau_3 = L_b/V; \quad \tau_4 = (L_b + 2a)/V, \quad (6.10)$$

де V – швидкість руху платформи.

Таким чином, спільні коливання платформи й автопоїзда у вертикальній поздовжній площині симетрії колії описуються системою нелінійних диференціальних рівнянь 28-го порядку, які у векторно-матричній формі мають вигляд

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q, \quad (6.11)$$

де M, B, C – матриці інерційних, дисипативних і квазіпружних коефіцієнтів;

q – вектор узагальнених координат;

Q – вектор узагальнених сил.

6.2.2 Результати динамічних розрахунків. Чисельне інтегрування одержаних рівнянь (6.11) здійснене за програмою, яка реалізує алгоритм, побудований на основі методу Адамса-Башфорта з розгоном за методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Ця комп'ютерна програма дає змогу отримувати повний спектр величин, які цілком характеризують вертикальну динаміку платформи, завантаженої автопоїздом.

Практичний інтерес становлять розрахункові варіанти, пов'язані зі зміною основних параметрів ресорного підвішування, як-от: величини коефіцієнта тертя ковзання пари клин-фрикційна планка і жорсткості пружинних комплектів. За об'єкт досліджень прийнято платформу для комбінованих перевезень моделі 13-4095. Розглянуто два варіанти завдання значень жорсткості ресорного підвішування візка k_B : вихідне значення $k_B = 5700$ кН/м, і зменшене – $k_B = 3700$ кН/м. Цим значенням жорсткості підвішування відповідають такі значення жорсткості підклинових пружин: $k_{кл} = 2280$ кН/м і $k_{кл} = 1480$ кН/м. Перший варіант відповідає випадку, коли ресорний комплект складають п'ять дворядних пружин. У другому варіанті вважаємо, що працюють тільки зовнішні пружини. В обох варіантах зміни жорсткостей варіювалося значення коефіцієнта тертя ковзання. Значення f приймалися за такі, що дорівнюють 0,05, 0,1, 0,2, 0,3.

При дослідженнях вимушених вертикальних коливань платформи з автопоїздом задавалися стикові нерівності колії з такими значеннями параметрів: глибина нерівності $d_n = 0,01$ м; довжина $l_n = 3,0$ м; відстань між сусідніми нерівностями $L_R = 25,0$ м. У розрахунках розглянуто діапазон швидкостей руху $V = 30 \dots 120$ км/год.

Як відомо, динамічні показники безпеки руху вантажних поїздів визначаються головним чином динамічними властивостями порожніх вагонів. Оскільки контрейлерні поїзди за аналогією з маршрутними поїздами в одному із визначених напрямків можуть

рухатися у порожньому стані або з порожніми автопоїздами, то порожній режим стає основою розрахункових варіантів для оцінки умов безпеки руху.

Результати досліджень вертикальної динаміки платформи з автопоїздом отримано у вигляді залежностей динамічних показників від швидкості руху. Як основні показники розглянуто прискорення рами платформи, сили в ресорному підвішуванні, прискорення напівпричепа і сили в системі спирання напівпричепа на платформу, яка містить підвіску і колеса. На рис. 6.3 наведено графіки залежностей прискорень рами платформи \ddot{z} від швидкості руху V при різних значеннях коефіцієнта тертя ковзання f .

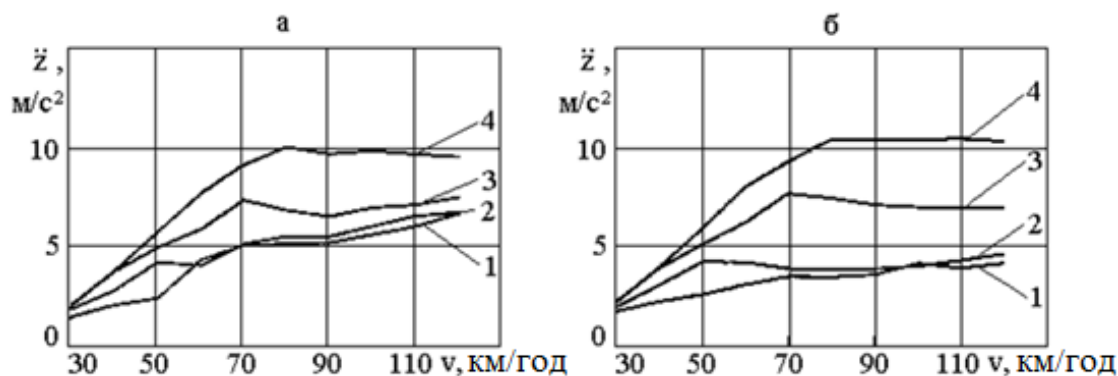


Рис. 6.3. Прискорення платформи при вихідній (а) і зменшеній (б) жорсткості підвішування (1 – $f = 0,05$; 2 – $f = 0,1$; 3 – $f = 0,2$; 4 – $f = 0,3$)

З рис. 6.3а видно, що при значеннях $f = 0,05$ і $0,1$ прискорення платформи мають найбільш низький рівень і при швидкостях руху до 100 км/год не перевищують гранично припустиме значення $0,7$ g [19]. Збільшення f призводить до підвищення рівня прискорень. При $f = 0,2$ прискорення платформи досягають граничного рівня при $V = 70$ км/год, а при $f = 0,3$ значення \ddot{z} перевищують величину, що допускається, при $V = 60$ км/год. У випадку, коли в розрахунках приймається знижене значення жорсткості ресорного підвішування (див. рис. 2б), при $f = 0,05$ і $0,1$ відзначається зниження рівня прискорень платформи порівняно з вихідним розрахунковим варіантом. При $f = 0,2$ і $0,3$ залежності $\ddot{z}(V)$ аналогічні однойменним залежностям, описаним для першого варіанта.

Що стосується динамічних додатків сил F_{II} , які діють у ресорному підвішуванні, то з результатів розрахунків випливає, що вони меншою мірою залежать від значень f . Проте зниження жорсткості пружин призводить до помітного зменшення сил F_{II} .

Результати виконаних розрахунків доводять, що віброзахисні якості ресорного підвішування платформи менше впливають на прискорення автопоїзда, рівень яких не перевищує $1,4$ м/с². Цей висновок ще раз підтверджує правильність прийнятого рішення про вільне встановлення автопоїздів на платформах, завдяки чому автомобільна підвіска набуває здатності активно амортизувати збурення, що передаються на колеса автопоїзда від платформи.

Крім розрахунків динамічних показників платформи з незавантаженим напівприцепом автопоїзда, розглянуто також розрахункові варіанти його повного завантаження. Аналіз отриманих результатів розрахунків для завантаженого режиму показав, що залежності $\ddot{z}(V)$ і $F_{II}(V)$ подібні до аналогічних залежностей, одержаних для випадку встановлення на платформу порожнього напівпричепа. Проте, за чисельними значеннями зазначені залежності відрізняються. Причому ця відмінність посилюється із зростанням значень коефіцієнта тертя.

Розрахунки доводять, що прискорення завантаженого напівпричепа приблизно вдвічі нижчі порівняно з прискореннями порожнього напівпричепа. Рівень цих прискорень не

перевищує $0,6 \text{ м/с}^2$. Сили в підвісці завантаженого напівпричепа максимум у 1,5 рази вищі, ніж у порожньому режимі.

6.3 Динамічні показники безпеки руху спеціалізованих вагонів-платформ

Як неодноразово підкреслювалось в авторських публікаціях, конкурентоспроможність комбінованого транспорту залежить від суттєвого підвищення швидкісних характеристик спеціалізованих вагонів. Підвищення швидкості руху пасажирських поїздів в умовах частково суміщеного руху на виділених лініях потребує вирішення наступного завдання – підвищення швидкості руху поїздів комбінованого транспорту. Потрібно зауважити, що як би не була добре підготовлена колія для швидкісного руху, пропуск нею поїздів складених з вантажних вагонів існуючого парку неминуче буде призводити до погіршення її технічного стану. Справа у тому, що візки вантажних вагонів моделі 18-100, розроблені за проектами 30-тих років минулого століття і запущені у серійне виробництво з 1956 року, створюють підвищену динамічну дію на колію і стали фактично головною причиною прискореного розладу колії. Незадовільні динамічні властивості цих візків головним чином пояснюються їх конструкційними особливостями й технічним станом [82, 201, 202]. Тому для підвищення швидкості руху вантажних поїздів на лініях, призначених переважно для пасажирських перевезень, необхідні вагонні візки «дружні» до колії, тобто з мінімальним впливом на колійну структуру. У зв'язку з цим заслуговують уваги результати досліджень динаміки вагонів, обладнаних візками типу Y25 [203-206].

Разом з тим освоєння наукоємних конструкцій вантажних вагонів та прогресивних технологій їх експлуатації досі залишається поза пріоритетами залізничної галузі. Так зване оновлення вагонного парку пов'язане з виробництвом вантажних вагонів за старотипними проектами та частковою модернізацією існуючого рухомого складу. Таке положення призвело до значних втрат залізницями контейнеропридатних вантажів, що відійшли на автомобільний транспорт.

Виходячи з об'єктивної необхідності розвитку швидкісних контейнерних та контейнерних перевезень постає науково-технічна проблема розробки технічних рішень щодо створення візків принципово нових конструкцій. Пропоновані технічні рішення мають обґрунтовуватись результатами комплексних досліджень динаміки руху вантажних вагонів з акцентом на досягнення показників силової дії на колію на рівні однойменних показників пасажирських вагонів.

Як відомо, більшість транспортних подій на залізницях пов'язана з випадками сходжень з рейок вантажних вагонів. При цьому значна частина сходжень викликана незадовільною динамікою як поїзда в цілому, так і окремих вагонів. Внаслідок комбінованої дії значної кількості чинників, що призводять до сходження вагонів з рейок, за результатами їх розслідування не завжди вдається виявити й пояснити провідні причини сходу.

Разом з тим, залучення сучасного наукового інструментарію, застосовуваному в галузі динаміки рухомого складу, дозволяє аналізувати процеси, що призвели до сходження рухомого складу з рейок. До таких засобів аналізу належать технології комп'ютерного експерименту з використанням моделей динаміки рейкових екіпажів. Досвід численних досліджень з безпеки руху, поїздів, показує, що можливості, які надаються засобами моделювання, дозволяють користувачам максимально оперативно і з високим ступенем достовірності аналізувати проблеми, що виникають на практиці.

З аналізу результатів попередніх досліджень актуальних проблем забезпечення безпеки технічної експлуатації рухомого складу впливає завдання подальшого розвитку методів оцінки умов стійкості від сходжень з рейок вантажних вагонів шляхом залучення сучасних засобів оцінки динамічних безпечного функціонування технічних систем.

6.3.1 Показники вертикальної динаміки контейнерних платформ на візках з центральним і буксовим підвішуванням. У якості об'єктів дослідження вибрано вагон-платформа моделі 13-7024 з двома варіантами обладнання ходовими частинами, а саме візками моделі 18-100 і візками, які за конструкцією подібні до візків типу Y25. Відповідні розрахункові схеми для визначення показників вертикальної динаміки досліджуваних об'єктів наведено на рис. 6.3 і 6.4. На цих рисунках позначено: k_T – жорсткість ресорного підвішування візка; F_{TP} – сила тертя в ресорному підвішуванні; k_1 і β_1 – жорсткість і коефіцієнт демпфірування колії; $\eta_i(x)$ – функції, якими описуються нерівності колії.

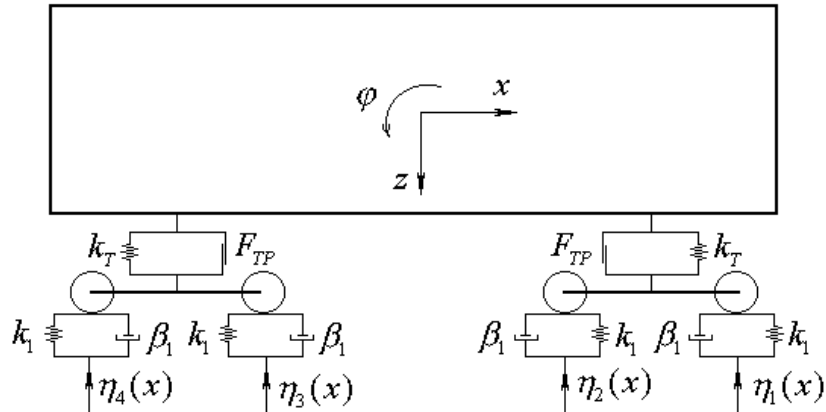


Рис.6.3. Розрахункова схема платформи на візках моделі 18-100

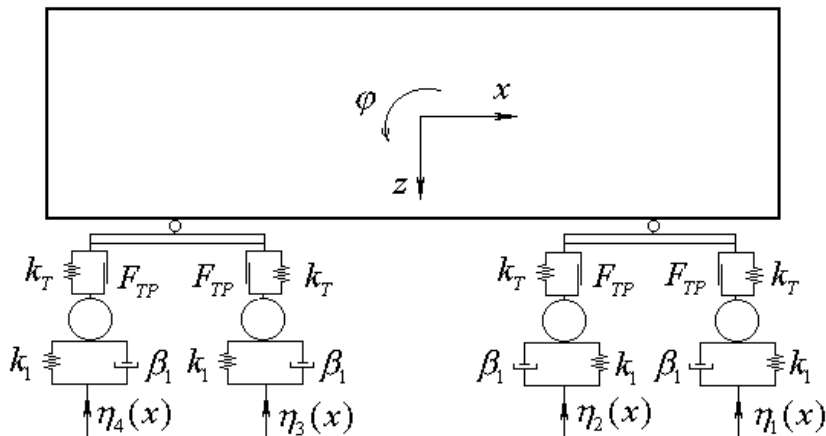


Рис. 6.4. Розрахункова схема платформи на візках типу Y25

Конфігурації механічних систем, що розглядаються за схемами 1 і 2, описують наступні величини: поступальні переміщення центрів мас кузова x і частин візків x_i ($i = 1, 2$ – для схеми 1, $i = 1, 2, 3, 4$ – для схеми 2) уздовж осі колії; вертикальні переміщення центрів мас кузова z і частин візків z_i ; кути повороту кузова φ і рам візків φ_i відносно їхніх головних центральних осей, перпендикулярних поздовжній площині симетрії вагона. Оскільки координата x є циклічною, узагальнені координати систем обрано таким чином:

- для схеми 1 – $q_1 = z, q_2 = \varphi, q_3 = z_1, q_4 = \varphi_1,$
 $q_5 = z_2, q_6 = \varphi_2;$
- для схеми 2 – $q_1 = z, q_2 = \varphi, q_3 = \varphi_1, q_4 = \varphi_2,$
 $q_5 = z_1, q_6 = z_2, q_7 = z_3, q_8 = z_4.$

Нерівність рейкової колії описується періодичною функцією (6.9).

Рівняння коливань платформ у вертикальній площині отримано як рівняння Лагранжа II роду (6.4), які зазвичай використовуються при вирішенні задач динаміки рухомого складу

[10]. Вертикальні коливання платформи на візках моделі 18-100 описуються наступною системою диференційних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 \ddot{q}_1 &= c_{1,1} \cdot q_1 + c_{1,3} \cdot q_3 + c_{1,5} \cdot q_5 + Q_1 \\
 \ddot{q}_2 &= c_{2,2} \cdot q_2 + c_{2,3} \cdot q_3 + c_{2,5} \cdot q_5 + Q_2 \\
 \ddot{q}_3 &= c_{3,1} \cdot q_1 + c_{3,2} \cdot q_2 + c_{3,3} \cdot q_3 + b_{3,3} \cdot \dot{q}_3 + Q_3 + \\
 &+ \frac{k_1}{M_3} \cdot (\eta_1 + \eta_2) + \frac{\beta_1}{M_3} \cdot (\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2) \\
 &+ \frac{k_1}{M_3} \cdot (\eta_1 + \eta_2) + \frac{\beta_1}{M_3} \cdot (\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2) \\
 \ddot{q}_4 &= c_{4,4} \cdot q_4 + b_{4,4} \cdot \dot{q}_4 - \frac{k_1 \cdot a}{M_4} \cdot (\eta_1 - \eta_2) + \\
 &- \frac{\beta_1 \cdot a}{M_4} \cdot (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2) \\
 \ddot{q}_5 &= c_{5,1} \cdot q_1 + c_{5,2} \cdot q_2 + c_{5,5} \cdot q_5 + b_{5,5} \cdot \dot{q}_5 + Q_5 + \\
 &+ \frac{k_1}{M_5} \cdot (\eta_3 + \eta_4) + \frac{\beta_1}{M_5} \cdot (\dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4) \\
 \ddot{q}_6 &= c_{6,6} \cdot q_6 + b_{6,6} \cdot \dot{q}_6 - \frac{k_1 \cdot a}{M_6} \cdot (\eta_3 - \eta_4) + \\
 &- \frac{\beta_1 \cdot a}{M_6} \cdot (\dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4)
 \end{aligned} \tag{6.12}$$

У рівняннях (6.12) позначено:

c_{ij} – квазіпружні коефіцієнти, які залежать від параметрів жорсткості ресорного підвішування [85];

Q_i – узагальнені сили;

M_i – величини, що дорівнюють інерційним параметрам, тобто масі кузова і його моменту інерції.

Узагальнені сили, що входять у праві частини диференціальних рівнянь, визначаються за виразами:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= -\frac{F_{TP}}{M_1} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_3) + \\
 &+ \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_5)] \\
 Q_2 &= \frac{F_{TP} \cdot l}{M_2} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_3) + \\
 &- \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_5)] \\
 Q_3 &= \frac{F_{TP}}{M_3} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_3) \\
 Q_5 &= \frac{F_{TP}}{M_5} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_5)
 \end{aligned} \tag{6.13}$$

де l – половина бази платформи.

Система диференційних рівнянь, що описує вертикальні коливання платформи на візках типу Y25, має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 \ddot{q}_1 &= c_{1,1} \cdot q_1 + c_{1,5} \cdot q_5 + c_{1,6} \cdot q_6 + c_{1,7} \cdot q_7 + \\
 &+ c_{1,8} \cdot q_8 + Q_1
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{q}_2 &= c_{2,2} \cdot q_2 + c_{2,3} \cdot q_3 + c_{2,4} \cdot q_4 + c_{2,5} \cdot q_5 + Q_2 \\
\ddot{q}_3 &= c_{3,2} \cdot q_2 + c_{3,3} \cdot q_3 + c_{3,5} \cdot q_5 + c_{3,6} \cdot q_6 + Q_3 \\
\ddot{q}_4 &= c_{4,2} \cdot q_2 + c_{4,4} \cdot q_4 + c_{4,7} \cdot q_7 + c_{4,8} \cdot q_8 + Q_4 \\
\ddot{q}_5 &= c_{5,1} \cdot q_1 + c_{5,2} \cdot q_2 + c_{5,3} \cdot q_3 + c_{5,5} \cdot q_5 + \\
&+ b_{5,5} \cdot \dot{q}_5 + Q_5 + \frac{k_1}{M_5} \cdot \eta_1 + \frac{\beta_1}{M_5} \cdot \dot{\eta}_1 \\
\ddot{q}_6 &= c_{6,1} \cdot q_1 + c_{6,2} \cdot q_2 + c_{6,3} \cdot q_3 + c_{6,6} \cdot q_6 + \\
&+ b_{6,6} \cdot \dot{q}_6 + Q_6 + \frac{k_1}{M_6} \cdot \eta_2 + \frac{\beta_1}{M_6} \cdot \dot{\eta}_2 \\
\ddot{q}_7 &= c_{7,1} \cdot q_1 + c_{7,2} \cdot q_2 + c_{7,4} \cdot q_4 + c_{7,7} \cdot q_7 + \\
&+ b_{7,7} \cdot \dot{q}_7 + Q_7 + \frac{k_1}{M_7} \cdot \eta_3 + \frac{\beta_1}{M_7} \cdot \dot{\eta}_3 \\
\ddot{q}_8 &= c_{8,1} \cdot q_1 + c_{8,2} \cdot q_2 + c_{8,4} \cdot q_4 + c_{8,8} \cdot q_8 + \\
&+ b_{8,8} \cdot \dot{q}_8 + Q_8 + \frac{k_1}{M_8} \cdot \eta_4 + \frac{\beta_1}{M_8} \cdot \dot{\eta}_4
\end{aligned} \tag{6.14}$$

У рівняннях (6.14) узагальнені сили визначаються за наступними виразами:

$$\begin{aligned}
Q_1 &= -\frac{F_{TP}}{M_1} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) + \\
&+ \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6) + \\
&+ \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) + \\
&+ \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)] \\
Q_2 &= \frac{F_{TP} \cdot l}{M_2} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) + \\
&+ \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6) + \\
&- \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) + \\
&- \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)] \\
Q_3 &= \frac{F_{TP} \cdot a}{M_3} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) + \\
&- \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6)] \\
Q_4 &= \frac{F_{TP} \cdot a}{M_4} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) + \\
&- \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)] \\
Q_5 &= \frac{F_{TP}}{M_5} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) \\
Q_6 &= \frac{F_{TP}}{M_6} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6) \\
Q_7 &= \frac{F_{TP}}{M_5} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) \\
Q_8 &= \frac{F_{TP}}{M_8} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)
\end{aligned} \tag{6.15}$$

де a – половина бази візка.

Розв'язок диференціальних рівнянь (6.12) і (6.14) одержано інтегруванням за методом Рунге-Кутта з фіксованим кроком за допомогою системи Mathcad. За результатами розрахунків отримано показники вертикальної динаміки платформ завантажених контейнерами. У якості основних показників розглянуто сили взаємодії колісних пар і колії, прискорення кузовів платформ, коефіцієнти вертикальної динаміки. На рис. 6.43, 6.54 і 6.65

представлені графіки залежностей згаданих динамічних показників від швидкості руху платформ.

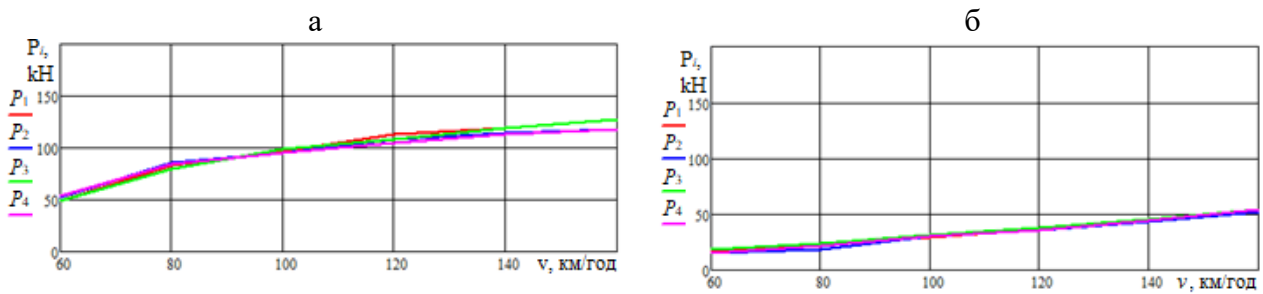


Рис. 6.4. Сили взаємодії колісних пар з колією:
а – платформа на візках моделі 18-100, б – платформа на візках типу Y25

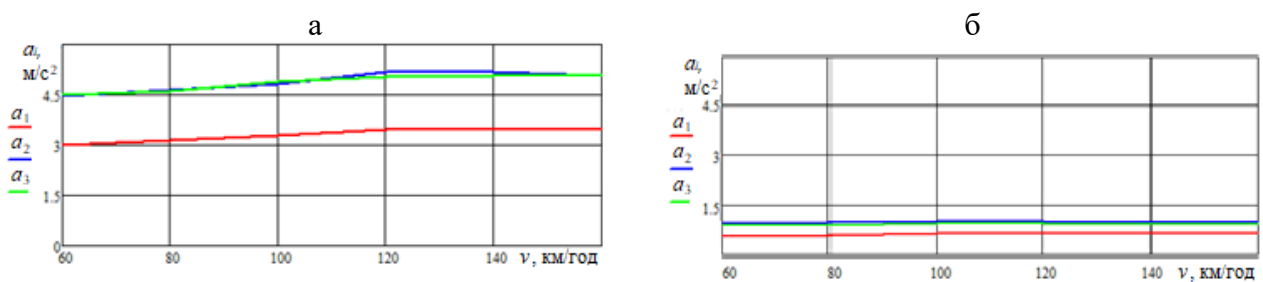


Рис. 6.5. Прискорення кузова: а – платформа на візках моделі 18-100, б – платформа на візках типу Y25

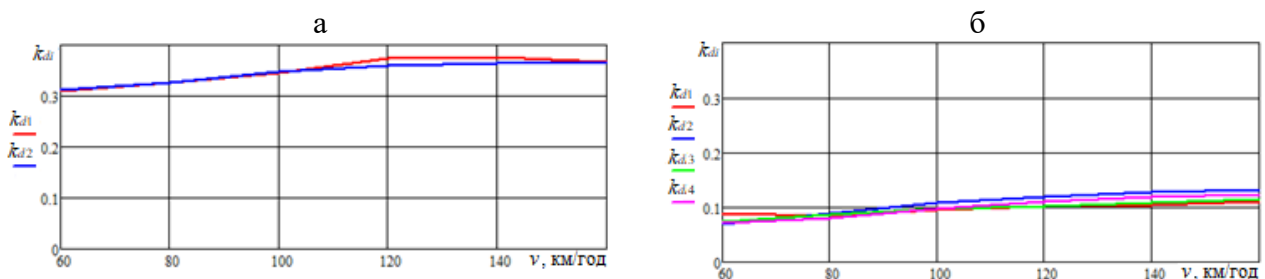


Рис. 6.6. Коефіцієнти динаміки:
а – платформа на візках моделі 18-100, б – платформа на візках типу Y25

Як видно з результатів розрахунків, максимальні значення динамічних показників платформи на візках типу Y25 суттєво нижчі ніж платформи на візках моделі 18-100. Так, рівень силової дії на колію платформи на візках моделі 18-100 при заявленій конструкційній швидкості 120 км/год у 3 рази перевищує максимальні сили взаємодії з колією платформи на візках типу Y25. Порівняння на цій же швидкості руху прискорень кузова і коефіцієнтів динаміки дає відповідні співвідношення 5,2 і 3,1. В цілому для розглянутого діапазону швидкості руху мінімальні співвідношення отриманих розрахункових значень відповідних динамічних показників становлять: за силами взаємодії – 2,3 (при $v = 160$ км/год); за прискореннями – 4,5 (при $v = 60$ км/год); за коефіцієнтами динаміки – 2,8 (при $v = 160$ км/год). Отже за проведеною розрахунковою оцінкою динамічні якості платформи на візках типу Y25 значно перевищують динамічні якості платформи на візках моделі 18-100, зокрема,

за такими важливими показниками, які характеризують силовий вплив на колію і захист вантажів, чутливих до вібрації.

6.3.2 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 – трохелементними візками з центральним ресорним підвішуванням 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.

6.3.2.1 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 (п. 1.1.2).

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 [207]. Структура дерева підсистем моделі динаміки цього вагона показана на рис. 6.7.

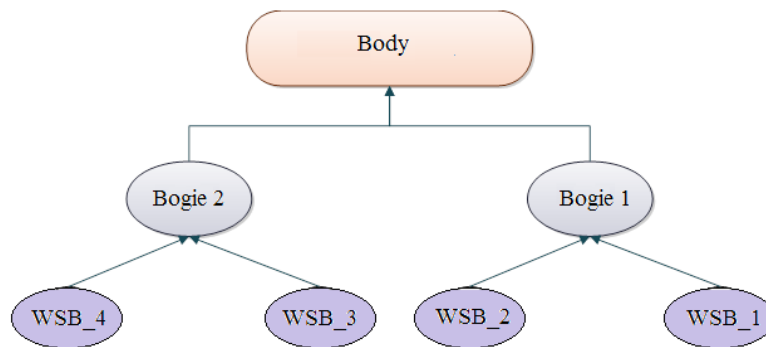


Рис. 6.7. Структура дерева підсистем моделі динаміки руху вагона-платформи

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 [120]. 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. 6.8.

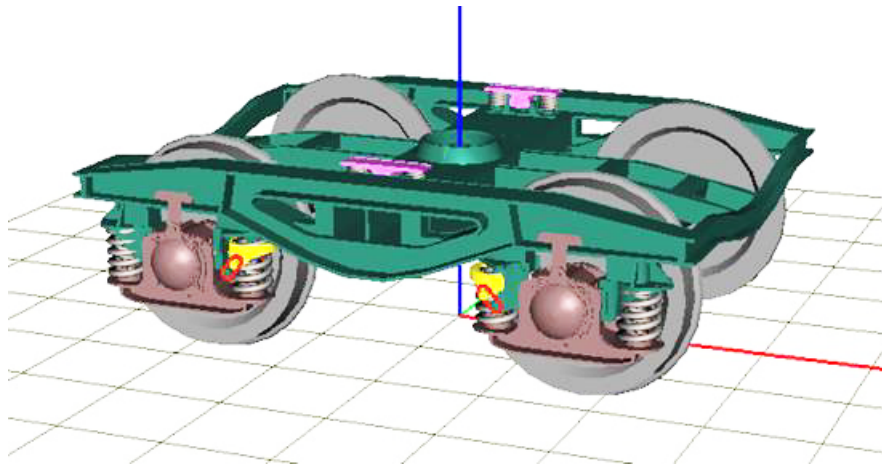


Рис. 6.8. Графічний вигляд підсистеми візка «Bogie_1»

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.

6.3.2.2. 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, $min kz^H$ і $min kz^S$ відповідно, показано на рис. 6.9.

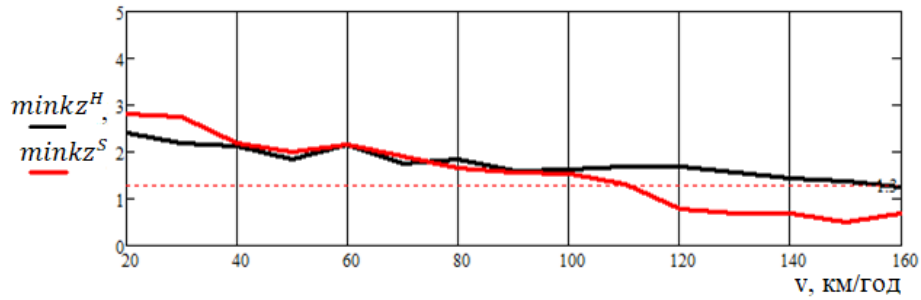


Рис. 6.9. Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок

Як видно з розрахункових даних, значення $\min kz^H$ перевищують граничне значення при швидкостях руху до 160 км/год, тоді як значення $\min kz^S$ стають меншими за граничне значення вже при швидкості руху $V = 110$ км/год. Збільшення швидкості руху призводить до подальшого зменшення значень $\min kz^S$.

Результати оцінки схильності порожніх вагонів обох типів до сходження за відповідними стандартами ЄС представлені залежностями від швидкості руху максимальних значень показників Надаля $\min kN^H$ і $\max kN^S$, наведеними на рис. 6.10. Граничне значення цих показників встановлено рівним 0,8. Як видно з даних, наведених на рис. 4, максимальні значення показників $\min kN^H$ 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 $\max kN^S$ досягає граничного значення вже при $V = 110$ км/год.

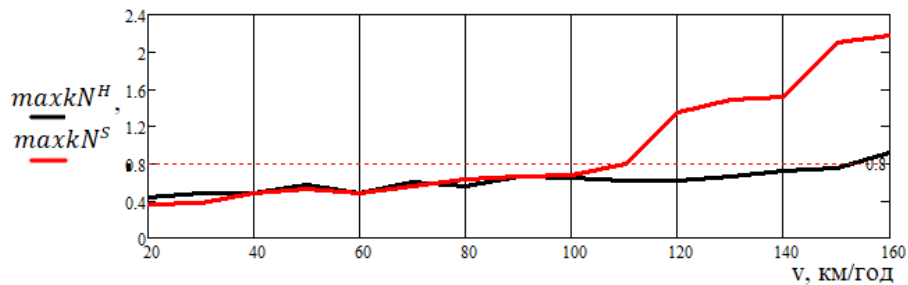


Рис. 6.10. Максимальні значення показників Надаля

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 ТЕХНІЧНІ ПРОБЛЕМИ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Нагальна необхідність в активному поглибленні розвитку політичних, економічних та соціальних зв'язків між країнами ЄС та Україною обумовлює пріоритетність розвитку ефективного міжнародного залізничного сполучення [208-210]. Це посилить взаємодію вітчизняної залізничної інфраструктури та міжнародної системи транспортних коридорів, що, в свою чергу, сприятиме створенню додаткових ресурсів для зростання обсягів перевезень.

До відомих проблем, що вимагають системного вирішення при плануванні заходів щодо інтеграції залізниць України в європейську транспортну мережу, належать питання, пов'язані з безпечним і швидким переходом рухомим складом через пункти стику колій різного стандарту. Дотепер залізничне сполучення між Україною і країнами ЄС забезпечується застосуванням застарілих технологій. Значна частина вантажів долає прикордонні переходи архаїчним способом, а саме шляхом перевантаження-перевалювання, що пов'язано зі значними витратами часу і праці, а також з небезпекою пошкоджень як вантажів, так і рухомого складу.

Очевидно, що застосування технології перестановки вагонів зміною візків не відповідає сучасним вимогам і не сприяє підвищенню привабливості міжнародних перевезень пасажирів і вантажів залізничним транспортом. Тому все більшого розповсюдження набувають технології AGCS (Automatic Gauge Changeover Systems) з застосуванням автоматичних систем переходу рухомим складом пунктів стикання залізниць колій, що відрізняються за шириною колій [195, 211]. Застосування автоматичних систем значно скорочує час переходу рухомим складом пунктів стику колій різного стандарту. Крім поліпшення часового фактору, зникають всі незручності перестановочної технології.

7.1 Європейські системи AGCS

До європейських систем автоматичного переходу рухомим складом стиків колій 1435/1668 мм і 1435/1520 (1524) мм відносяться: іспанські системи TALGO і BRAVA, польська SUW2000 і німецька DB AG/Rafil. Ці системи засновані на використанні так званих розсувних колісних пар (РКП).

7.1.1 Системи TALGO і BRAVA. До найбільш практично відпрацьованих систем AGCS для пасажирського рухомого складу відноситься система TALGO (іспанський акронім «Tren Articulado Ligero Goicoechea Oriol» – легкий зчленований поїзд Goicoechea-Oriol; Alejandro Goicoechea і José Luis Oriol – засновники компанії) [212-214]. Ходові частини системи TALGO являють собою двоколісні візки, на які спираються два сусідні у складі вагони (рис. 7.1). Колеса в таких візках обертаються незалежно одне від одного. Для належного вписування в криві ці візки оснащено системами радіальної установки коліс на півосях.

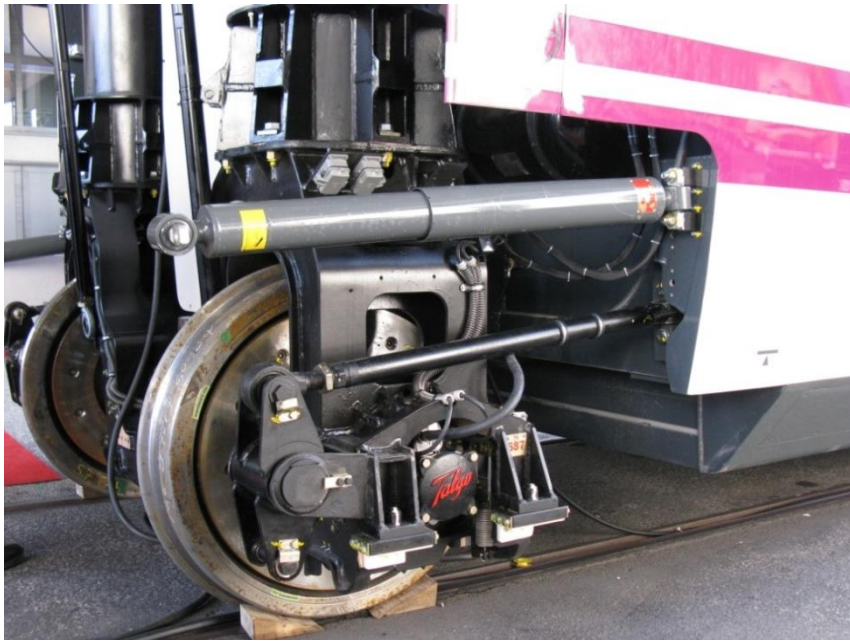


Рис. 7.1. Ходові частини системи TALGO

Перебудова ходових частин системи TALGO на потрібну ширину колії здійснюється на колісперевідних пристроях з розвантаженням коліс (рис. 7.2). Основна вада цієї технології полягає у використанні води як мастила для зменшення сили тертя ковзання буксових вузлів при русі напрямними. При мінусових температурах це призводить до обледеніння ходових частин, що вимагає додаткових заходів для забезпечення безпеки руху.



Рис. 7.2. Колісперевідний пристрій системи TALGO

Починаючи з кінця 60-х років минулого століття, поїзди TALGO RD (Rueda Desplazable – «колесо, яке переставляється») забезпечують безпересадкове сполучення між Іспанією і Швейцарією та Францією. Крім того, поїзди цього типу виконують внутрішні пасажирські перевезення з переходом з мережі залізниць колії 1668 мм на колії 1435 мм і у зворотному напрямку.

Наприкінці минулого століття фірмою CAF розроблено нову систему автоматичної зміни ширини колії BRAVA (Bogie de Rodadura de Ancho Variable Autopropulsado – самохідний візок змінної ширини колії) [213]. Цю систему призначено як для немоторного, так і для тягового рухомого складу, що дає змогу безупинного переходу поїздів через колієперевідний пристрій зі швидкостями руху до 40 км/год. Максимальна швидкість поїздів, обладнаних ходовими частинами за системою BRAVA, становить 250 км/год. Під час сертифікаційних випробувань було досягнуто швидкості 293 км/год, що становить світовий рекорд для поїздів цього типу.

Як і у системі TALGO, перебудова візків BRAVA на іншу колію відбувається при розвантаженні коліс. Колієперевідні пристрої систем TALGO і BRAVA дещо відрізняються. Водночас розроблено проект, за яким ці пристрої можуть бути сумісними.

Ходові частини системи BRAVA в основному складаються з двох комплектів коліс, які обертаються навколо втулок і можуть бути переставлятися вздовж вісі, що не обертається. Поділ між колесами визначається положенням втулок відносно осі кузова. Механізм блокування-розблокування працює автоматично, дозволяючи колесам досягти своєї позиції. У разі приводних осей різниці колій поглинаються порожнистими валами, що з'єднують редуктор з колесами, а в разі причіпних осей вони поглинаються колесами.

7.1.2 Система SUW2000. Варіанти системи розсувних колісних пар (РКП) для оснащення візків як пасажирських, так і вантажних вагонів вперше були запропоновані польським конструктором Ришардом Маріа Сувальським під загальною назвою SUW2000 [215]. Система SUW2000 включає рухомий склад на візках з РКП (рис. 7.3) і колієперевідний пристрій, який виготовляється з типових елементів стрілочних переводів (рис. 7.4). Загальна довжина перевідного пристрою дорівнює 27,1 м. Таким чином, при проходженні вагона колієперевідним пристроєм, наприклад, зі швидкістю руху 30 км/год, процес перестановки займає всього 3,25 с.



Рис. 7.3. Візок типу 25AN/S з РКП системи SUW2000



Рис. 7.4. Колієперевідний пристрій системи SUW2000

Перший (презентаційний) рейс поїзда, у складі якого знаходились вагони з РКП системи SUW2000, відбувся у квітні 2000 року [216]. Відповідно до спільного рішення Укрзалізниці й АТ ПКП у вересні 2000 року була утворена українсько-польська група експертів для вивчення умови спільної експлуатації вагонів з колісними парами системи SUW2000. Ходові динамічні випробування вагонів на візках польського виробництва були проведені в липні 2001 року на Львівській залізниці. За результатами аналізу експериментальних даних зроблено висновки про те, що рух вагонів оцінено як відмінний.

2003 року на ст. Мостиська-2 був встановлений колієперевідний пристрій. З грудня того ж року розпочалася експериментальна експлуатація поїзда з вагонів на візках з РКП системи SUW2000 за маршрутом Київ-Львів-Краків. Через відмову блокувального механізму однієї з колісних пар, що призвело до транспортної події, у вересні 2006 року експлуатацію поїзда було призупинено. Після удосконалення і доведення до високого рівня надійності механізму блокування коліс наприкінці травня 2009-го року експериментальна експлуатація поїздів була відновлена за маршрутом Львів-Краків-Вроцлав.

Процес освоєння і впровадження системи SUW2000 супроводжувався комплексними дослідженнями [217-220]. Доцільність застосування цієї системи доведена відповідними техніко-економічними розрахунками [221, 222]. Обнадійливі результати досліджень і вжиті заходи щодо забезпечення безпеки руху дають підставу для успішного завершення експериментальної експлуатації та допуску до штатної роботи вагонів на візках із розсувними колісними парами системи SUW2000.

7.1.3 Система DB AG/Rafil. В ФРН розроблено РКП типу DB AG/Rafil [223], яка за принципом дії аналогічна колісній парі системи SUW2000 (рис. 7.5). Розробка перших варіантів цієї системи почалася в НДР ще в 1965 – 67 рр. під назвою RS DR I - RS DR IV, які були призначені для вантажних вагонів. Завод розробник «Radsatzfabrik Ilsenburg GmbH» зараз належить компанії «Bochumer Verein Verkehrstechnik GmbH» (BVV). У 90-ті роки німецька залізниця DB AG зацікавилася цією технологією і взяла участь у розробці останнього варіанту РКП під назвою DB AG/Rafil Typ V.

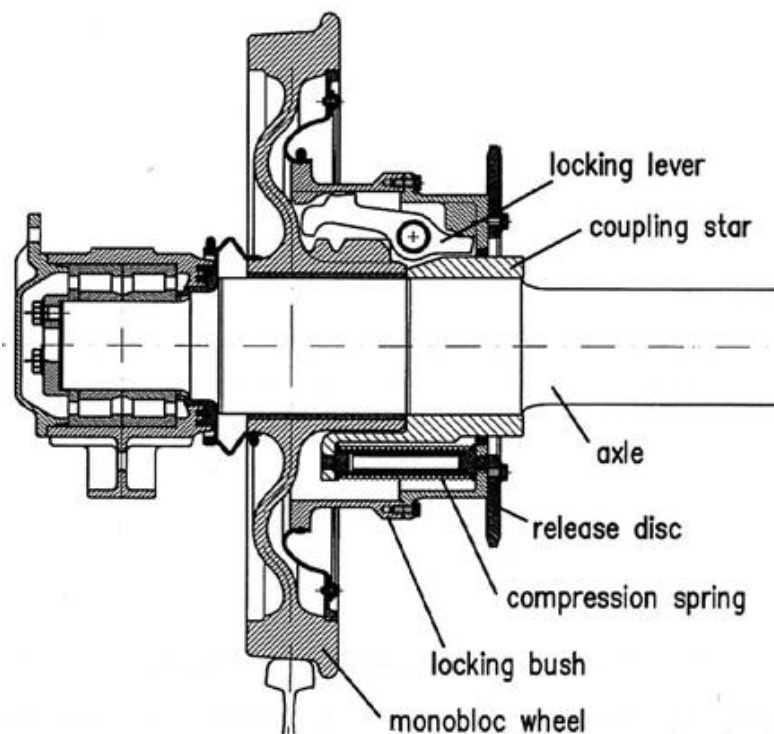


Рис. 7.5. Будова механізму РКП системи DB AG/Rafil Typ V (розблокований стан)

Внаслідок відповідності механізму взаємодії з колійною структурою на ділянці переходу з однієї колії на іншу колісних пар системи SUW2000 і типу DB AG/Rafil один і той же колієперевідний пристрій можна використовувувати для пропуску колісних пар як польського, так і німецького виробництва.

7.2 Перспективи розвитку AGCS-технологій

Системи AGCS покликані вирішувати проблеми, пов'язані з залізничними перевезеннями коліями різного стандарту. У порівнянні з іншими способами ці системи легше адаптуються до змін потоків перевезень і менш шкідливі для навколишнього середовища. Тому останнім часом з актуалізацією інноваційних перевезень все більше уваги приділяється проектам, спрямованим на розширене впровадження технологій AGCS [224].

Вагомим рішенням щодо значного поліпшення умов перевезень вантажів міжнародними транспортними коридорами є введення в обіг спеціалізованого рухомого складу, який дозволить би експлуатацію як на коліях 1435 мм, так і на коліях 1520 мм. Створення вагонів колії 1520/1435 мм, тобто вагонів типу «Схід-Захід», для безперевантажувального транспортування вантажів залізницями різних стандартів, у тому числі перевезень за змішаними схемами, дозволить значно збільшити обсяг міжнародних перевезень, що сприятиме розвантаженню автодоріг, а також охороні навколишнього середовища.

За Дорожньою картою надання підтримки реалізації плану Директиви про експлуатаційну сумісність залізничної системи ключовим технічним питанням, яке все ще залишається відкритим, є наступне: чи почне Україна врешті-решт використовувати систему автоматичної зміни ширини колії, знімаючи реальне обмеження експлуатаційної сумісності, чи залишиться у діючій схемі перевантаження вантажів і пасажирів на кордоні з Євросоюзом?

Застосування систем AGCS з метою активізації високотехнологічних транспортних процесів, включаючи інтермодальні та інтегровані перевезення, стане каталізатором інтеграції залізниць України до Європейської транспортної мережі. Розвитку цих систем

сприятимуть заходи, спрямовані на створення нової та модернізацію існуючої інфраструктури, зміни в законодавстві, спрощення митних процедур і дозвіл проводити на кордоні саме ті операції, які найкраще підходять для кожного конкретного перевезення.

Перспективи широкого впровадження систем AGCS пов'язуються з ростом мобільності населення між Україною та країнами ЄС і розвитком міжнародних транспортних коридорів (МТК). У якості першочергових пропонується розглянути наступні напрямки: Балтійське море – Чорне море (складова частина проекту «Балто-Чорноморська вісь»); Україна – Польща – Німеччина (III МТК); Україна – Угорщина – Словенія – Італія (V МТК); Україна – Словаччина – Австрія/Чехія. Останні два коридори з боку України є природним продовженням коридорів трансєвропейської транспортної мережі TEN-T, а саме коридорів Rhine-Danube Corridor і Mediterranean Corridor.

З урахуванням встановлених колієперевідних пристроїв на станціях Мостиська-2 і Дорохуск, за умови збільшення парку вагонів на візках з РКП, можна стверджувати про технічне забезпечення прискорених міжнародних пасажирських перевезень за головними напрямками – Берлін-Дрезден-Вроцлав-Краків-Львів-Київ, Берлін-Варшава-Київ та Гданськ-Варшава-Київ. Крім цих напрямків міжнародних перевезень, до перспективних напрямків перевезень з застосуванням автоматизованих перехідних систем можна віднести маршрути Львів-Будапешт і Львів-Братислава з встановленням колієперевідних пристроїв на переходах Чоп-Захонь і Чоп-Чірна-над-Тісоу. Доцільним також є встановлення колієперевідного пристрою на переході Вадул-Сирет-Дорнешти, що забезпечить інтеперабельність перевезень за маршрутом Львів-Бухарест.

Системна робота щодо організації безперевантажувальних перевезень за стратегічними напрямками «Схід-Захід» має передбачати формування парку спеціалізованих вагонів, адаптованих до умов експлуатації на залізницях як колії 1520 мм, так і колії 1435 мм. Створення вагонів типу «Схід-Захід» для комбінованого транспорту дозволить істотно збільшити обсяги міжнародних перевезень, що сприятиме як розвантаженню автодоріг, так і охороні навколишнього середовища. Рухомий склад згаданого типу забезпечить вирішення завдань щодо поставки в країни Євросоюзу та у зворотному напрямку товарів широкої номенклатури, включаючи транзитні вантажі. Власники такого рухомого складу отримають на європейському ринку транспортних послуг певні економічні та конкурентні переваги.

7.2.1 Визначення необхідних процедур підтвердження можливості безпечної експлуатації рухомого складу в системі AGCS. На шляху до практичного використання тієї або іншої системи автоматизованого переходу пунктів стику колій різного стандарту необхідно реалізувати комплекс заходів щодо забезпечення безпеки експлуатації рухомого складу з ходовими частинами обладнаними РКП. На даний час немає нормативно визначених процедур для допуску до експлуатації рухомого складу, призначеного для використання на залізницях колій 1520 мм та 1435 мм. Тому питання допуску до експлуатації вагонів у міжнародному сполученні визначається тимчасовими угодами між залізничними адміністраціями, як учасників перевезень [225].

Враховуючи суттєві розбіжності у нормативних вимогах щодо оцінки динамічних показників безпеки руху рухомого складу залізниць колій 1435 мм і 1520 мм, пропонується комплексний підхід до процедурних дій, за результатами яких приймається рішення щодо взаємного допуску до експлуатації вагонів типу «Схід – Захід» обладнаних РКП. Вагони для міжнародних перевезень до затвердження для експлуатації повинні пройти всебічні натурні випробування. Ці випробування необхідні для того, щоб визначити ступінь відповідності вагона технічним вимогам за критеріями безпеки руху, довговічності, надійності і функціональності.

Для допуску до модельних тестів необхідно провести перевірку відповідності рішень візків з розсувними колісними парами технічним вимогам та конструкторській документації, а також оцінити відповідність вимогам нормативних документів для вагонів колії 1520 мм.

Крім того, необхідно перевірити сертифікати якості, дозволи, свідоцтва, прийняття висновків для кожного елемента і матеріалу.

Перед серією необхідних випробувань вагонів на візках з розсувними колісними парами на залізниці колії 1520 мм належить перевірити розрахунки та моделювання динаміки і міцності за призначенням згідно обов'язкових норм.

Процедури підтвердження можливості експлуатації вагонів колії 1520/1435 мм, що проводяться на залізницях колії 1435 мм і підлягають визнанню для залізниць України, мають включати перевірку розрахунків і моделювання, а також результатів стендових та ходових випробувань. Зокрема, перевірці підлягають: розрахунки міцності вісі, колеса, букс, рами візка, механізмів блокування та їх компонентів; розрахунки теплової напруги в колесі, що виникає в процесі гальмування; розрахунки максимального зносу компонентів системи, що перебудовується, з точки зору функціональності і безпеки; гальмівні розрахунки.

Мають бути перевірені результати стендових випробувань: міцнісних випробувань вісі, колеса, колісної пари з буксами; міцнісних випробувань на втому рами та пристрою, що переставляється; випробування на довговічність підшипникової системи; випробування колісної пари на опір; випробування на функціональну надійність механізмів блокування в ході дослідів зі зміни ширини колісних пар.

За результатами ходових випробувань перевіряється: відповідність габариту рухомого складу; рух в кривій з мінімальним радіусом 75 м для окремого транспортного засобу; рух в кривій з мінімальним радіусом 150 м для вагона у складі поїзда; вимірювання поворотного моменту візка відносно кузова вагона і обчислення показника опору повороту візка X ; визначення показника безпеки від сходу з рейок; вимірювання повної маси вагона і тиску коліс на рейки; дослідження динамічних якостей, безпеки руху, дії на колію і руху по стрілках; випробування за визначенням жорсткості на кручення; випробування на прохідність вагона звивистою колією щодо можливості розблокування коліс системи; випробування на гальмівну ефективність для визначення гальмівної маси; шумові випробування; експлуатаційні випробування.

7.2.2 Дослідження взаємодії коліс і рейок на залізницях колій 1435 мм і 1520 мм. З науково-технічних проблем, які необхідно вирішувати для широкого впровадження технологій AGCS, особливої уваги заслуговує проблема взаємодії коліс і рейок. Актуальність цієї проблеми підкріплюється досвідом експериментальної експлуатації пасажирських вагонів на візках з РКП у сполученні між Україною і Польщею. Отриманий досвід свідчить про необхідність поглибленого вивчення взаємодії коліс і рейок з різними конфігураціями робочих поверхонь з тим, щоб визначити параметри уніфікованого профілю поверхні кочення коліс РКП, тобто такого профілю, який би задовольняв вимогам тривалої експлуатації вагонів у міжнародному залізничному сполученні коліями як 1435 мм, так і 1520 мм.

За динамічними розрахунками і результатами випробувань констатовано, що візки типу 25AN/S з розсувними колісними парами системи SUW2000 забезпечують динамічні показники безпеки руху і плавність ходу пасажирських вагонів на рівні, достатньому для нормальної експлуатації на залізницях колії 1520 мм [226, 227]. Разом з тим, на першому етапі експериментальної експлуатації поїзда, складеного з вагонів на візках типу 25AN/S, виявлено випадки появи напливів металу на фаску і вищербин на поверхнях кочення коліс з профілем поверхні кочення 28UIC-135. Як приклад, на рис. 7.6 показано одну з таких вищербин. Ширина зони вищербини становить приблизно 19 мм. Умовна середина вищербини знаходиться на відстані 43 мм від зовнішньої грані колеса, тобто на відстані 22 мм від середнього кола кочення колеса.



Рис. 7.6 Вищербина на поверхні кочення колеса розсувної колісної пари

Набутий початковий досвід експлуатації й утримання РКП системи SUW2000 вказав на фундаментальність проблем взаємодії коліс і рейок різного стандарту. Тому для ефективного впровадження систем AGCS необхідним стало розв'язання конкретних завдань вказаної проблематики [228].

7.2.2.1 Геометрична взаємодія коліс і рейок різних стандартів. До розгляду було прийнято відомі варіанти профілів поверхонь кочення коліс, а саме: профіль вагонних коліс за ГОСТ 9036–88 (далі – профіль за ГОСТ); профіль 28 UIC-135 вагонних коліс західноєвропейських залізниць (профіль UIC); профіль ДМетІ [229]. Таким чином, розглянуто наступні варіанти сполучень профілів коліс і рейок: ГОСТ/Р65; UIC/Р65; ДМетІ/Р65; ГОСТ/UIC60; UIC/UIC60; ДМетІ/UIC60.

Виходячи з обрисів (за кресленнями) поперечного перетину коліс і рейок, аналітично описано профілі робочих поверхонь коліс і рейок за методикою, представленою в статті [327]. Математичний опис профілю за ГОСТ і профілю ДМетІ здійснено відрізками прямих та дугами кіл різних радіусів. Це стосується також профілів робочих поверхонь рейок Р65 і UIC60. Отже, природно, що аналітичний опис цих профілів обрано у вигляді сплайн-функцій, де у якості інтерполяційних сплайнів застосовано дуги кіл та лінійні функції.

Функція, що описує стандартний вагонний профіль одного з коліс колісної пари, має наступний вигляд:

$$f_{wL}(y) = \begin{cases} -10000y & y < y_1 \\ k_1 y + d_1 & y_1 \leq y < y_2 \\ k_2 y + d_2 & y_2 \leq y < y_3 \\ k_3 y + d_3 & y_3 \leq y < y_4 \\ z_{C4} + \sqrt{R_4^2 - (y - y_{C4})^2} & y_4 \leq y < y_5 \\ k_5 y + d_5 & y_5 \leq y < y_6 \\ z_{C6} - \sqrt{R_6^2 - (y - y_{C6})^2} & y_6 \leq y < y_7 \\ z_{C7} - \sqrt{R_7^2 - (y - y_{C7})^2} & y_7 \leq y \leq y_8 \\ 10000y & y_8 < y \end{cases}, \quad (7.1)$$

де y_i, z_i – координати початку відрізка;

i – номер відрізка;

k_i і d_i – параметри лінійного відрізка;

y_{Ci}, z_{Ci} і R_i – координати центра кола і його радіус, якщо відрізок утворює дуга кола.

Оскільки профіль поверхні кочення другого колеса є дзеркальним відображенням профілю поверхні кочення першого колеса, то з (7.1) легко отримати функцію $f_{wR}(y)$, яка описує профіль другого колеса.

Крім функцій $f_{wR}(y)$, які описують профіль поверхні кочення колеса, для подальших розрахунків необхідно визначити похідні цих функцій

$$p_{wL}(y) = \frac{df_{wL}(y)}{dy} \text{ і } p_{wR}(y) = \frac{df_{wR}(y)}{dy}. \quad (7.2)$$

Профіль поверхні кочення колеса UIC має криволінійний обрис, в границях якого інтерполяція лінійними функціями або дугами кіл є неефективною. Тому для аналітичного опису профілю UIC використано інтерполяцію кубічними сплайнами.

Профілі робочих поверхонь рейок Р65 і UIC60 складено з семи відрізків. Функції $f_{rL}(y)$ і $f_{rR}(y)$, які описують профілі лівої і правої рейки кожного типу, є подібними до (5.19) і визначаються після врахування їх нахилу в колії.

Для оцінки умов взаємодії коліс, які мають різні за описами профілі поверхонь кочення, з рейками важливим є визначення зон контакту. Ці зони окреслюються точками взаємодії (контакту) при взаємному переміщенні коліс і рейок. Точки контакту визначаються за умови паралельності дотичних до поверхонь колеса і рейки.

На рис. 7.7 – 7.9 представлено картини взаємодії коліс і рейок відповідно до наведених вище розрахункових варіантів. На кожному з цих рисунків показано профіль колеса (умовно піднятий над рейкою для наочності на 5 мм), профіль рейки, а також місця розташування контактних точок на колесі й рейці. Шкала зліва відноситься до обриса рейки, а справа – до обриса колеса. Контактні точки, які визначено при поперечному зміщенні колісної пари відносно центрального положення вліво, позначено чорним кольором, а точки контакту, що відповідають зміщенням колісної пари вправо, – зеленим.

З порівняння отриманих зображень видно, що місця розташування точок контакту для розглянутих сполучень профілів коліс і рейок двох типів суттєво різняться. Так, колеса зі стандартним профілем в центральному розташуванні на колії (рис. 7.7а) контактують з рейками Р65 в точках, зміщених від середнього кола кочення на 5 мм до зовнішніх граней, а з рейками UIC60 (рис. 7.7б) – на 4,4 мм, але у бік внутрішніх граней. В обох випадках після вибору зазору колісної пари в колії в контакт вступає гребінь колеса.

На робочих поверхнях рейок обох типів (рис. 7.7) контактні зони зосереджуються поблизу початкових точок. Причому, на рейці Р65 (рис. 7.7а) контактна зона концентрується в точці перетину осі симетрії поперечного перетину рейки з обрисом її робочої поверхні. На рейці UIC60 (рис. 7.7б) зона взаємодії з колесом на поверхні рейки зміщена до її внутрішньої грані.

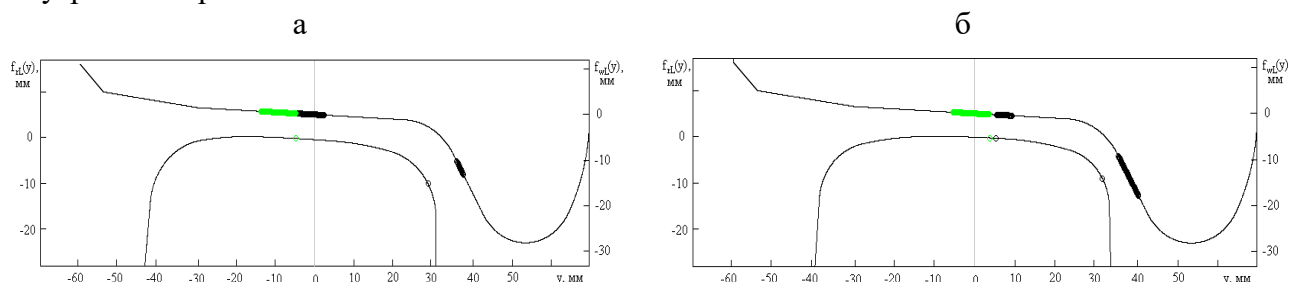


Рис. 7.7. Взаємодія колеса за ГОСТ з рейками Р65 (а) і UIC60 (б)

Картина взаємодії коліс, які мають профіль поверхонь кочення UIC, з рейками типу Р65 характеризується наступним (рис. 7.8). За центрального розташування колісної пари початкова точка контакту на поверхні кочення колеса зміщена від середнього кола кочення у бік зовнішньої грані (рис. 7.8а) приблизно на відстань 18 мм. При вичерпуванні зазору в колії здійснюється поступовий перехід точок контакту на гребінь колеса. Розташування зон контактування на рейці Р65 залежить від напрямку переміщення колеса: при віддаленні гребеня від рейки контактна зона зміщена від осі рейки у бік зовнішньої грані, а при зворотному переміщенні колеса – у бік внутрішньої грані. Все це свідчить про неоптимальність умов взаємодії коліс з профілем UIC і рейок на колії 1520 мм.

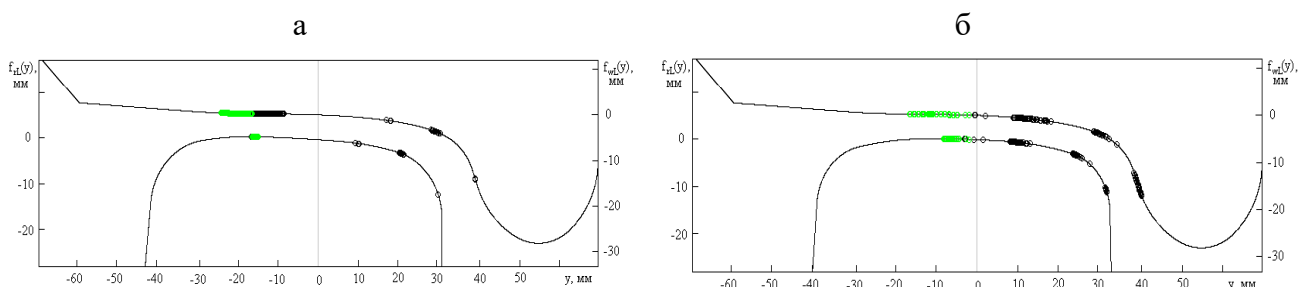


Рис. 7.8. Взаємодія колеса UIC з рейками Р65 (а) і UIC60 (б)

Взаємодія коліс UIC з рейками UIC60 (рис. 7.8б) суттєво відрізняється від описаної вище. Так, за центрального розташування колісної пари точки контакту коліс з рейками незначно зміщені (на 3 мм) від середніх кіл кочення у бік зовнішніх граней. При переміщеннях колісної пари точки контакту розкладаються майже по всій поверхні кочення кожного колеса. У цьому випадку перехід контактування на гребені відбувається поступово. Подібна сприятлива картина розподільного розміщення контактних точок спостерігається і для робочих поверхонь рейок. Подана картина взаємодії коліс і рейок характерна для випадку реалізації так званого одноточкового контактування, що загалом позитивно відбивається на роботі коліс.

З аналізу взаємодії коліс з профілем ДМЕТІ і рейок (рис. 7.9) випливає, що достатньо розвинені контактні зони на поверхнях кочення зміщуються від середніх кіл кочення у бік гребенів. Характерно, що до взаємодії з рейками гребенів коліс точки контакту переходять на викружні частини поверхонь кочення. Таким чином, в даному випадку має місце бажане одноточкове контактування коліс з рейками. При цьому зони контакту на робочих поверхнях рейок розміщуються на частинах, що знаходяться з боку внутрішніх граней.

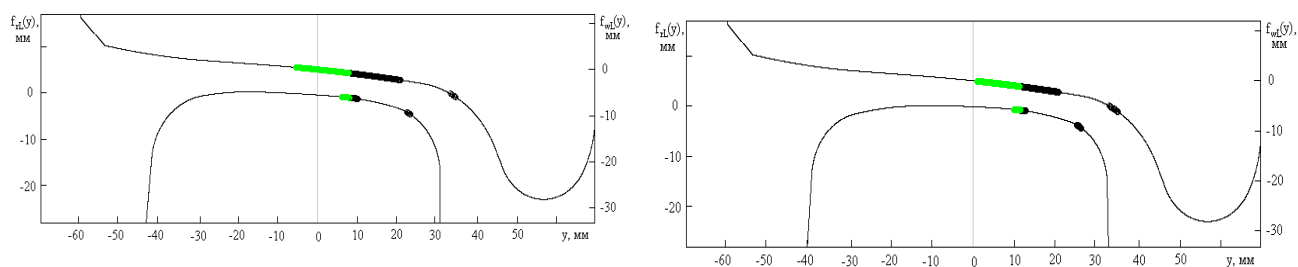


Рис. 7.9. Взаємодія колеса ДМетІ з рейками Р65 (а) і UIC60 (б)

Для визначення раціонального варіанта взаємодії розсувних колісних пар з рейками різного стандарту було запропоновано обточити колеса розсувних колісних пар за профілем прийнятим для колії 1520 мм. Спостереження за роботою коліс з профілем за ГОСТ 9036-88 вказало на позитивність такого технічного рішення. Наприклад, зникли напливи металу на фаску.

Обнадійливими щодо перспективності використання для коліс розсувних колісних пар профілю поверхні кочення за ГОСТ 9036-88, є результати випробувань CNTK пасажирського вагона № 69517080 398-2 типу WLABdimnu на візках, обладнаних РКП системи SUW2000 [230]. Колеса цих РКП були обточені за ГОСТ 9036-88. На підставі проведених дослідних поїздок стверджено, що цей вагон має достатній запас стійкості руху на колії 1435 мм с рейками UIC 60 зі швидкостями до 160 км/год, відповідаючи тим самим вимогам Пам'ятки UIC 518 [112]. Підкреслено, що жоден з динамічних показників, визначальних для безпеки руху, не перевищив допустимих величин, що вказує на значний запас стійкості вагона в рейковій колії.

За результатами порівняльних досліджень динаміки вагона з розсувними колісними парами при різних варіантах профілів коліс найбільш задовільні показники відносяться до варіанту застосування профілю ДМетІ. Зокрема, цьому варіанту відповідають найменші за рівнем прискорення і рамні сили. При цьому відзначається практична нечутливість динамічних показників вагона до зміни колії. Ця обставина дозволяє рекомендувати до розгляду профілю ДМетІ як базового варіанта уніфікованого профілю поверхонь кочення коліс розсувних колісних пар системи SUW2000.

7.2.2.2 Обґрунтування мінімальної товщини обода колеса. За Правилами користування вагонами в міжнародному сполученні (ППВ) мінімальна товщина обода колеса становить 25 мм. Водночас, за інструкційними вказівками мінімальна товщина обода колеса колісної пари колії 1520 мм не повинна бути менше 30 мм. Отже, стосовно коліс розсувних колісних пар згідно ППВ є певний резерв ресурсу за товщиною обода. Для оцінки можливостей використання зазначеного резерву з метою подовження строку служби коліс РКП проведено порівняльні дослідження їх характеристик міцності при різній товщині обода [231].

Таким чином, об'єктом досліджень є колесо розсувної колісної пари SUW2000 (далі – колесо SUW). Діаметр колеса за колом кочення колеса SUW становить 920 мм. Товщина обода у знову виготовленого колеса дорівнює 50 мм. Мінімумально допустима товщина обода, обмежена контрольною проточкою, становить 25 мм. Ширина обода – 135 мм. Колесо SUW виготовляється зі сталі марки R7. Межа міцності сталі R7 становить 820...940 МПа, межа текучості – 520 МПа.

Результати розрахунків колеса SUW аналізувалися в порівнянні з розрахунковими даними для колеса, що виготовляється за ГОСТ 9036-88 (далі – колесо за ГОСТ). Межа міцності сталі цього колеса залежно від марки може бути від 880 до 1130 МПа. В розрахунках прийнято $\sigma_b = 1030$ МПа. Межа текучості колісної сталі в стандартах не приводиться. Тому в розрахунках цей параметр прийнятий $0,6 \cdot \sigma_b = 618$ МПа.

За конструкцією колеса SUW і ГОСТ відрізняються конфігурацією ободів і дисків. На рис. 7.10 показані контури ободів розглянутих коліс і їх сполучень з дисками. Контури ободів суміщені по внутрішнім граням. В даному випадку товщина ободів однакова і дорівнює 25 мм. Обід колеса SUW на 5 мм ширше, ніж у колеса за ГОСТ. Як видно, колеса відрізняються також обрисом місць переходу обода в диск. У колеса SUW це – циліндрична поверхня діаметром 820 мм, далі радісний перехід 12,5 мм у поверхню з кривизною радіусом 50 мм. У колеса ГОСТ конічна поверхня з кутом нахилу 12° переходить у поверхню з радіусом 40 мм.

У дослідженнях міцності коліс відповідно до вимог Пам'ятки UIC 510-5 прийнято прикладати навантаження до коліс для випадків руху стрілочними переводами, на прямих й в кривих [232]. (На рис. 7.10 показана схема прикладання навантажень. Тут цифрами 1-4 позначено досліджувані зони.) Вертикальне навантаження приймається рівним $1,25 \cdot Q$ (Q – статичне навантаження від колеса на рейку), а бічні $0,42 \cdot Q$ і $0,7 \cdot Q$. За стандартом AAR S-660 вертикальні навантаження, що діють на колеса, приймаються вдвічі більше статичних, а бічні – рівними вертикальним статичним [233]. У проведених дослідженнях прийнята наступна методика навантаження коліс.



Рис. 7.10. Контури ободів коліс з товщиною 25 мм

Статичне вертикальне навантаження обране відповідно до максимального припустимого навантаження на візок пасажирського вагона. Воно дорівнює 238 кН. Масу візка прийнято рівною 7,4 т. За цими даними статичне навантаження від колеса на рейку становить 79,15 кН. Розрахунковий коефіцієнт вертикальної динаміки для колеса, як для необресореної частини візка, розрахований за формулами, наведеними у Нормах [129], становить 0,44. Конструкційна швидкість прийнята 160 км/год, статичний прогин ресорного підвішування 180 мм. Таким чином, сума статичного й динамічного навантажень дорівнює 120 кН (~12 тс). В розрахунках навантаження прийняте рівним 160 кН (~16 тс), що відповідає коефіцієнту вертикальної динаміки рівному 1,0.

За результатами досліджень динамічної навантаженості ходових частин пасажирських вагонів отримано, що розрахункові значення сил, які діють на колеса, досягають 90 кН [237]. При статичному навантаженні порядку 70 кН коефіцієнт динамічної добавки 0,28, що нижче коефіцієнта вертикальної динаміки розрахованого за Нормами. Таким чином, прийняте розрахункове навантаження на колесо з коефіцієнтом динаміки 1,0 відповідає екстремальному режиму навантаження.

У міцнісних розрахунках прийнято найбільш несприятливі (з погляду міцності обода колеса) умови. Товщина обода колеса 25 мм, зношування поверхні кочення 5 мм, контакт зміщено до зовнішньої грані обода, вертикальне навантаження на колесо становить 156 кН. Контактуючі поверхні коліс і рейок прийняті наступним чином: поверхня обода циліндрична; поверхня головки рейки – дуга радіусом 300 мм.

Результати проведених розрахунків для коліс SUW і за ГОСТ зведені в табл. 7.1, де вказані еквівалентні напруження в найбільш навантажених вузлах кожної локальної зони при товщині обода 30 і 25 мм, а також при товщині обода 25 мм і з зносом поверхні кочення до 5 мм.

Таблиця 7.1

Максимальні еквівалентні напруження

Тип колеса	Товщина обода, мм	Значення напружень (МПа) в локальних зонах (рис. 8.11)			
		1	2	3	4
SUW	30	240	238	179	285
	25	328	347	249	323
	25 з прокатом 5 мм	356	358	264	341
ГОСТ	30	252		225	
	25	352		309	
	25 з прокатом 5 мм	398		247	

З наведених даних видно, що при товщині обода 30 мм в колесі SUW найбільші напруження, на рівні 240 МПа, виникають у кромці зовнішньої грані (зона 1). На радіусних переходах 12,5 мм і 50 мм напруження сягають відповідно 238 МПа і 179 МПа (зони 2 і 3). Поверхня біля отвору (зона 4) напружена більше за інші контрольовані зони (285 МПа). При такій же товщині обода розрахункові напруження колеса за ГОСТ в зонах 1 і 3 більше, ніж у колеса SUW, і складають 252 і 225 МПа відповідно.

Зі зменшенням товщини обода колеса SUW до 25 мм напруження збільшуються в зонах 1-3 на 37-46% і на 13% - в зоні 4. Максимально напруженою поверхнею є зона 2. Тут напруження досягають 347 МПа.

У цьому ж розрахунковому випадку напруження в колесі за ГОСТ також збільшуються на 37-40% у порівнянні з випадком, коли товщина обода становила 30 мм, тобто приблизно в такій же мірі, як і в колесі SUW.

Спостерігається також збільшення напружень і при зменшенні товщини обода за рахунок «прокату» на 5 мм. Але ступінь збільшення менше і відповідає від 3,2% в зоні 2 до 8,5% в зоні 1 для колеса SUW. В колесі за ГОСТ рівень напружень підвищується до 13%. Таким чином, колесо за ГОСТ більш чутливе до зношування обода, аніж колесо SUW.

З аналізу результатів розрахунків коліс при товщині обода 25 мм зі зношуванням і навантаженні на відстані 110 мм від внутрішньої грані виходить, що при зсуві навантаження на 5 мм убік кола кочення напруження на досліджуваній поверхні зменшуються. Причому для колеса SUW ступінь зменшення становить від 14 до 29%. Для колеса за ГОСТ напруження зменшуються з меншою інтенсивністю – на 5-22%.

Таким чином, у колесі SUW при дії навантаження, прикладеного на відстані 115 мм від внутрішньої грані, найбільш навантажені зони 1 і 2 (напруження рівні 356 і 358 МПа). Дещо менші напруження спостерігаються на поверхні отворів диска – до 341 МПа. У колесі за ГОСТ найбільші можливі напруження сягають 398 МПа в зоні 1.

Незважаючи на те, що розрахункове навантаження прийнято завищеним як сума статичного та динамічного навантажень, рівні напружень як колеса SUW, так і колеса за ГОСТ, не перевищують і не досягають ліміту текучості. Тому можна підсумувати, що ці колеса задовольняють умовам міцності відповідно до гіпотези Губера-Мізеса-Генкі, рекомендованої для ізотропних матеріалів, які руйнуються при настанні потоку або шляху пластичного розриву [234]. Отже, за результатами проведених досліджень можна рекомендувати для практичного використання мінімально допустиму товщину обода для коліс розсувних колісних пар 25 мм, що буде сприяти подовженню їх строку служби.

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 кинів гасителів коливань (стан ослаблених або вільних кинів).

2. 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.

3. 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.

4. 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 методу 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.

5. 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.

6. За відсутності усталених процедур для допуску до безпечної експлуатації рухомого складу призначеного для інтермодальних 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.

7. 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 встановленні 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 суцільними рамами і буксовим ресорним підвішуванням.

ЛІТЕРАТУРА

1. Domin R. Mechanical Safety of Railway Vehicles / Domin R. – Beau Bassin : LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017. – 133 p.
2. Лысюк В.С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов / В. С. Лысюк. – М.: Транспорт, 1997. – 188 с.
3. Соколов А.И. На повестке дня – человеческий фактор / А.И. Соколов, В.Н. Самсонкин // Залізничний трансп. України. – 1998. – № 1 (4-5). – С. 28-31.
4. Сокол Э.Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики) / Э.Н. Сокол. – К. : Транспорт, 2004. – 368 с.
5. Garg V.K. Dynamics of Railway Vehicle Systems / V.K. Garg, R.V. Dukkipati. – Academic Press, 1984. – 407 p.
6. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств: Избр. тр. – К.: Наук. думка, 1985. – 528 с.
7. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле – М.: Наука, 1967. – 444 с.
8. Дёмин Ю.В. Основатель украинской научной школы механиков в области железнодорожного транспорта / Ю.В. Дёмин, О.М. Маркова, Н.М. Хачапуридзе // Залізнич. трансп. України. 2019. № 4. С. 53–56.
9. Лазарян В.А., Демин Ю.В., Осадчий Г.Ф. Экспериментальная проверка методов исследования устойчивости движения рельсовых экипажей. – В кн.: Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. – К.: Наук. думка, 1974. – С.3-13.
10. Коротенко М.Л. Исследование устойчивости движения рельсовых экипажей и определение их рациональных параметров : автореф. дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук : спец. 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог и тяга поездов» / М. Л. Коротенко. – Днепропетровск, 1974. – 34 с.
11. Данович В.Д. Пространственные колебания грузового вагона при движении по пути с детерминированными и случайными неровностями / В.Д. Данович, Р.С. Липовский, Р.Б. Грановский. – В кн. : Механика наземного транспорта. – К. : Наук. думка, 1977. – С. 37-41.
12. Данович В.Д. Пространственные колебания скоростных рельсовых экипажей / В.Д. Данович, Т.Ф. Мокрый, Е.Ю. Трубицкая. – В кн. : Колебания и динамические качества механических систем. – К. : Наук. думка, 1983. – С. 72-76.
13. Коротенко М.Л. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний четырехосного грузового вагона с учетом конечной жесткости кузова и инерционных свойств основания / М.Л. Коротенко, В.Д. Данович. – Труды ДИИТ. – 1978. – Вып. 199/25. – С. 3-14.
14. Данович В.Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном пути: автореф. дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук : спец. 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог и тяга поездов» / В.Д. Данович. – Днепропетровск, 1982. – 45 с.
15. Ушкалов В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько. – К. : Наук. думка, 1982. – 360 с.
16. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, В.С. Иккол и др.; под ред. В. Ф. Ушкалова. – К. : Наук. думка, 1989. – 240 с.
17. Радченко Н. А. Криволинейное движение рельсовых транспортных средств / Н.А. Радченко. – К. : Наук. думка, 1986. – 216 с.
18. Богомаз Г.И. Динамика железнодорожных вагонов-цистерн / Г.И. Богомаз. – К. : Наук. думка, 2004. – 223 с.
19. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом / А.Л. Голубенко. – Луганск: ВУГУ, 1999. – 476 с.

20. Golubenko A. Kinematics of point-to-point contact of wheel with a rails / A. Golubenko, S. Sapronova, V. Tkachenko // *Transport Problems. International Scientific Journal*. – 2007. – Т. 2. – З. 3. – Р. 57-61.
21. Экспериментальное обоснование выбора эффективного метода повышения сцепления в системе «колесо-рельс» / Н.И. Горбунов, В.А. Слащёв, М.В. Ковтанец, К.О. Кравченко // *Залізничний трансп. України*. – 2012. – № 3-4. – С. 48-51.
22. Теоретический анализ степени влияния параметров струйно-абразивного потока на коэффициент трения колеса с рельсом / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Е.А. Кравченко, В.Д. Черников // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. – 2013. – № 4 (193). – С. 63-67.
23. Assessment and improvement of interaction of locomotive wheelsets on rails / M. Gorgunov, J. Gerlici, K. Kravchenko, T. Lack // *Залізничний трансп. України*. – 2016. – № 5-6. – С. 29-35.
24. Сапронова С. Ю. Оптимізація профілів бандажів коліс локомотивів: монографія / С.Ю. Сапронова. – Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2011. – 171 с.
25. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю.В. Демин, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко, О.М. Маркова. – К. : Наукова думка, 1984. – 160 с.
26. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля / К.С. Колесников. – М. : Гостехтеориздат, 1955. – 240 с.
27. Лобас Л.Г. Механика многосвязных систем с качением / Л.Г. Лобас. – К. : Наукова думка, 2000. – 270 с.
28. 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.
29. Пилипенко В.В. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, М.С. Натанзон. – М. : Машиностроение, 1977. – 352 с.
30. Теодорчик К.Ф. Автоколебательные системы / К.Ф. Теодорчик. – М.; Л. : Гостехтеориздат, 1952. – 271 с.
31. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний / Л.И. Мандельштам. – М. : Наука, 1972. – 472 с.
32. Бутенин Н.В. Введение в теорию нелинейных колебаний / Н.В. Бутенин, Ю.И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1976. – 384 с.
33. Андронов А.А. Теория колебаний / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – М. : Наука, 1981. – 568 с.
34. Петров В.Ф. К теории синхронизации механических автоколебаний при сухом трении / В.Ф. Петров. – В кн. : Нелинейные колебания и переходные процессы а машинах. – М. : Наука, 1972. – С. 275-283.
35. Кононенко В.О. Нелинейные колебания механических систем / В.О. Кононенко. – К. : Наук. думка, 1980. – 384 с.
36. Геккер Ф.Р. Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения / Ф.Р. Геккер. – М. : Машиностроение, 1983. – 168 с.
37. 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.
38. 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.
39. Болотин В.В. Неконсервативные задачи упругой устойчивости. – М.: Физматгиз, 1961. – 339 с.
40. Truck Hunting Study Shows Wear and Damage Potential to Car and Lading // *Railway Locomotives and Cars*. – 1974. – Aug.-Sept. – P. 18-22.
41. Moreau A. Influence of vehicle/track interface characteristics on vehicle dynamics / A. Moreau // *Rail engineering international*. – 1980. – Jan.-March. – P. 26-27.
42. 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.

43. 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.
44. Portefaix A. L'interface Roue-Rail / A. Portefaix // *Review Général Chemins de Fer*. – 1976, Jan. – P. 58-63.
45. 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.
46. 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.
47. 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.
48. Четаев Н. Г. Устойчивость движения / Н. Г. Четаев. – М. : Наука, 1965. – 207 с.
49. Малкин И.Г. Теория устойчивости движения / И.Г. Малкин. – М. : Наука, 1968. – 530 с.
50. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения / Д.Р. Меркин. – М. : Наука, 1976. – 320 с.
51. Воронов А.А. Устойчивость, управляемость, наблюдаемость / А.А. Воронов. – М. : Наука, 1979. – 336 с.
52. Мартынюк А.А. Практическая устойчивость движения / А.А. Мартынюк. – К. : Наукова думка, 1983. – 248 с.
53. Лазарян В.А. Динамика вагонов : Устойчивость движения и колебания / В.А. Лазарян. – М. : Транспорт, 1964. – 256 с.
54. Боголюбов М. М. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / М.М. Боголюбов, Ю.О. Митропольский. – М. : Наука, 1974. – 504 с.
55. 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.
56. Pater A.D. de. A nonlinear model of a single wheelset moving with constant speed on a purely straight track International / A.D. de Pater // *Journal of Nonlinear Mechanics*. – 1980. – Vol. 15. – P. 315-324.
57. Ишизава М. Тележки вагонов Новой линии Токайдо и результаты их применения / М. Ишизава, Н. Мацуи, С. Отсука // *Ежемесячный бюл. Международ. ассоциации ж-д. конгрессов*. – 1969. – № 2. – С. 3-27.
58. 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.
59. 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.
60. Knothe K. Erfassung des Laufverhaltens von Schienenfahrzeugen durch die Berechnung der Querschwingungen eines Linearisierten Modells Zeichtbau Verkehrsfahrzeuge. – 1977. – H. 21. – S. 106-118.
61. Nefzger A. Verhalten von Rad und Schiene bei hohen Geschwindigkeiten / A. Nefzger // *ZEV Rail Glasers Annalen*. – 1979. – B. 103, H. 2-3. – S. 57-68.
62. 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.
63. Вибрации в технике : В 6-ти томах. Т. 1. Колебания линейных систем / Под. ред. В.В. Болотина. – М. : Машиностроение, 1978. – 352 с.

64. Лазарян В. А. Устойчивость движения локомотивов и вагонов / В.А. Лазарян // Железные дороги мира. – 1978. – № 6. – С. 3-8.
65. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В.А. Лазарян, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко. – К. : Наук. думка, 1972. – 198 с.
66. 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.
67. Карпов Ю.Г. Имитационное моделирование систем. Введение в моделирование с AnyLogic 5. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 400 с.
68. Спирыгин М.И. Моделирование мехатронных систем рельсового транспортного средства с помощью специализированных программных средств / М.И. Спирыгин, В.И. Спирыгин // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2008. – № 8 (126). – С. 310-318.
69. 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.
70. 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.
71. 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.
72. 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.
73. 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.
74. 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.
75. 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.
76. 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.
77. 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.
78. 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.
79. 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.
80. 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.
81. Ермаков В.М. О сходах порожних вагонов / В.М. Ермаков, В.О. Певзнер // Железнодорожный транспорт. – 2002. – № 3. – С. 29-33.
82. 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.

83. Ge, X. Investigation on derailment of empty wagons of long freight train during dynamic braking / Ge, X., Wang, K., Guo, L., Yang, M., Lv, K., Zhai, W. // *Shock and Vibration*, 2018. Article ID 2862143, 18 p. <https://doi.org/10.1155/2018/2862143>
84. Дьомін Ю.В. Динаміка порожнього вагона і безпека руху поїзда / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк // *Залізничний трансп. України*. – 2007. – №3. – С. 50–52.
85. Дьомін Ю.В. Основи динаміки вагонів: Навчальний посібник / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк // К: КУЕТТ, 2003. – 270 с.
86. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский // М.: Наука, 1971. – 279 с.
87. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України ЦП-0269. – К.: Мін. інфраструктури України, Укрзалізниця. – 2012. – 456 с.
88. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 154 с.
89. Методичні вказівки щодо порядку службового розслідування причин сходжень рухомого складу з рейок на залізницях України. Затверджено наказом Укрзалізниці №194-ЦЗ від 21.06.2012 р.
90. Investigation of the Some Problems of Running Safety of Rolling Stock on the Ukrainian Railways / R. Domin, Iu. Domin, G. Cherniak, A. Mostovych, V. Konstantidi, P. Gryndei // *Archives of Transport*. – 2016. – Vol. 40, Issue 4. – P. 79-91.
91. Cherniak A.Yu. Operational Definition of the Possible Causes of the Derailment of Freight Cars / A.Yu. Cherniak // *Prace naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport*. – 2013. – Zeszyt 96. – S. 109-116.
92. Гребенюк П.Г. Тяговые расчеты: Справочник / П.Г. Гребенюк, А.Н. Долганов, А.И. Скворцова. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.
93. Блохин Е.П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Блохин Е.П., Манашкин Л.А. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
94. Иноземцев В.Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава / В.Г. Иноземцев. – М.: Транспорт, 1979. – 424 с.
95. Черняк А.Ю. Компьютерная модель для оперативного определения вероятных причин схода с рельсов грузовых вагонов / А.Ю. Черняк // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. – 2010. – №5 (147). Ч. 1. – С. 40-46.
96. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений / Под ред. Дж. Холла, Дж. Уатта. – М.: Мир, 1979. – 312 с.
97. Domin R. Assessment of risks of derailment by means of computer simulation / R. Domin, G. Cherniak // *Problemy Kolejnictwa*. – 2017. – Zeszyt 176. – S. 15-21.
98. Minimizing the Risk of Catastrophic Situations in the Operation of Rail Transport / M. Gorbunov, M. Kovtanec, R. Domin, K. Kravchenko // *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej*. – 2016. – Zeszyt 114. – P. 115-126.
99. Асатурян В.И. Теория планирования эксперимента / В.И. Асатурян. М.: Радио и связь, 1983. – 248 с.
100. Венделин А.Г. Подготовка и принятие управленческого решения / А.Г. Венделин. – М.: Экономика, 1992. – 149 с.
101. 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.
102. 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.
103. Дьомін Р.Ю. Методи і засоби поточного контролю та діагностики технічного стану рухомого складу / Р.Ю. Дьомін, А.В. Мостович, О.П. Коломієць // *Перспективи впровадження технічних засобів безпеки руху на залізницях України : XIII науково-практична конференція, 10-12 вересня 2013 р. : збірник доповідей*. – Одеса, 2013. – С. 16-25.

104. 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.
105. Кринг Д. LabVIEW для всех / Д. Кринг, Д. Трэвис // Пер. с англ. под ред. П. Михеева. – М. : ДМК Пресс, 2011. – 904 с.
106. Operation Instructions and Safety Guidelines cRIO GPS Modules. – Germany, Troisdorf : Datentechnik GmbH, 2011. – 28 p.
107. Сучасний інструментарій для випробувань рухомого складу / Р.Ю. Дьомін, А.В. Мостович, О.П. Коломієць, Є.Ф. Суслов, В.А. Жеребко // Залізничний трансп. України. – 2011. – № 6. – С. 16-18.
108. Федосов В.П. Цифровая обработка сигналов в LabVIEW / В.П. Федосов, А.К. Нестеренко. – М. : ДМК Пресс, 2007. – 427 с.
109. Інструкція з організації прискореного 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.
110. Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicles : UIC Code 513. – International Union of Railways. – July 1994. – 81 p.
111. Вагони пасажирські. Плавність руху. Методи визначення. СОУ МПП 45.060-204:2007. – На заміну ОСТ 24.050.16-85. – Чинний з 2008.04.01. К.: Мінпромполітики України, 2007. – 15 с.
112. Нормы расчёта и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части локомотивов. – М. : ВНИИЖТ РФ, 1998. – 145 с.
113. 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.
114. Дьомін Ю.В. Про розрахунково-експериментальний метод оцінки динамічних властивостей вантажних вагонів / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк // Вагонний парк, №2, 2011. С. 12-15.
115. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс : 2-е издание / С. Хайкин. – М. : Изд. дом «Вильямс», 2006. – 1104 с.
116. Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Д. Рутковская, М. Пилинский, Л. Рутковский. – М. : Горячая линия-Телеком, 2006. – 452 с.
117. Нейромережеві технології оперативного діагностування технічного стану рухомого складу / П.І. Кравець, В.А. Жеребко, В.М. Шимкович, Р.Ю. Дьомін, А.В. Мостович // Зб. наук. праць Української держ. акад. залізнич. транспорту. – 2011. – С. 119-123.
118. Дьомін Р.Ю. Контроль технічного стану несівних конструкцій тягового рухомого складу / Р.Ю. Дьомін // Локомотив-Інформ. – 2017. – № 11-12 (133-134). – С. 51-55.
119. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 541 с.
120. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации / Алямовский А. А. – М. : ДМК Пресс, 2014. – 562 с.
121. Бахвалов Н.С. Численные методы (анализ, алгебра, обыкновенные дифференциальные уравнения) / Бахвалов Н. С. – М. : Наука, 1975. – 632 с.
122. Джордж А. Численное решение больших разреженных систем уравнений / Джордж А., Лю Дж. – М. : Мир, 1984. – 333с.
123. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М. : «Машиностроение», 1975. – 488 с.
124. Методические указания. Надежность в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных конструкций: РД 50-694-90. – М., 1991. – 84 с.

125. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела / Ю.Н. Работнов. – М. : Наука, 1979. – 744 с.
126. Черняк А.Ю. Модальный анализ и усталостная долговечность рам тележек тягового подвижного состава / А.Ю. Черняк, Е.О. Гриндей, П.А. Гриндей // Локомотив-Информ. – 2010. – №11. – С. 4-7.
127. Дьомін Р.Ю. Засоби інструментальної оцінки технічного стану рухомого складу / Р.Ю. Дьомін, А.В. Мостович, О.П. Коломієць // Вагонний парк. – 2013. – № 12. – С. 10-15.
128. Дьомін Р.Ю. Дослідження з забезпечення експлуатації тягового рухомого складу поза межами призначеного строку служби / Р. Ю. Дьомін // Зб. наук. праць Держ. ун-ту інфраструктури та технологій. Серія : Транспортні системи і технології. – 2017. – Вип. 31. – С. 45-54.
129. Методические указания. Надежность в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных конструкций: РД 50-694-90. – М., 1991. – 84 с.
130. Non-destructive testing – Metallographic replica techniques of surface examination : ISO 3057:1998. – March 1998. – 3 p.
131. Артамонов В.В. Неразрушающий контроль микроструктуры металла теплоэнергетического оборудования / В.В. Артамонов, В.П. Артамонов // Дефектоскопия. – 2002. – № 9. – С. 34-43.
132. Федосов В.П. Цифровая обработка сигналов в LabVIEW / В. П. Федосов, А. К. Нестеренко. – М. : ДМК Пресс, 2007. – 427 с.
133. Васильев А.С. Основы программирования в среде LabVIEW / А.С. Васильев, О.Ю. Лашманов. – СПб: Университет ИТМО, 2015. – 82 с.
134. Трощенко В.Т. Сопrotивление усталости металлов и сплавов / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – К. : Наук. думка, 1987. – 1303 с.
135. Дослідження втомних пошкоджень рами кузова вагона швидкісного електропоїзда / Р.Ю. Дьомін, В.С. Константіди, П.О. Гріндей та ін. // Залізничний трансп. України. – 2014. – № 4. – С. 9-11.
136. Дьомін Р.Ю. Вимоги до ходових частин швидкісного рухомого складу та колійної структури на лініях швидкісного руху / Р. Ю. Дьомін // Українська залізниця. – 2018. – № 1-2. – С. 18-21.
137. 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.
138. Інструкція з організації прискореного 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.
139. 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.
140. 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.
141. 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.
142. Рачиньски Ян. Гармонизация технических стандартов в сфере производства и эксплуатации подвижного состава железных дорог Европейского Союза / Ян Рачиньски // Залізничний трансп. України. – 2009. – № 1. – С. 50-56.
143. Рекомендации по устройству и содержанию рельсовой колеи железнодорожного пути на участках смешанного движения с максимальными скоростями : Памятка ОСЖД О+Р-782/2. Утверждено на заседании Конференции Генеральных директоров (ответственных

- представителей) железных дорог ОСЖД 20-24.04.2009 г., г. Москва, Российская Федерация. – 5 с.
144. Технология технического обслуживания пути в условиях скоростного движения : Памятка ОСЖД Р-782/3. Утверждено совещанием V Комиссии 5-7.08. 2003 г., г. Юрмала. – 2 с.
145. Рекомендации по определению максимальных допускаемых боковых сил воздействия подвижного состава на верхнее строение пути с учетом обеспечения безопасности движения поездов и длительной устойчивой работой пути : Памятка ОСЖД О+Р-784. Утверждено на заседании Конференции Генеральных директоров (ответственных представителей) железных дорог ОСЖД 20-24.04.2009 г., г. Москва, Российская Федерация. – 3 с.
146. Положение по устройству и содержанию пути на железнодорожных участках скоростного движения (скорость до 200 км/ч включительно) : OSJD Code 788. Памятка ОСЖД О+Р-788. Утверждено на заседании Конференции Генеральных директоров (ответственных представителей) железных дорог ОСЖД 18-22 апреля 2011 г., Таджикистан, г. Душанбе. – 8 с.
147. Даніленко Е.І. Прискорений й швидкісний рух пасажирських поїздів потребує нових раціональних параметрів взаємодіючої пари «колесо-рейка» / Е.І. Даніленко // Залізничний трансп. України. – 2012. – № 5. – С. 7-14.
148. Railway applications. Track – Track geometry quality – Part 5: Geometric quality levels : European Standard 13848-5. – March 2008. – 21 p.
149. Боднар Б.Є. Теоретичні основи, досвід створення систем випробування та діагностування тепловозів з гідродинамічною передачею : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.22.07 «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів» / Б. Є. Боднар. – Дніпропетровськ, 1996. – 40 с.
150. Тартаковський Е.Д. Результати дослідження ефективності модернізації маневрового тепловоза ЧМЕЗ / Е.Д. Тартаковський, А.П. Фалендиш, Ю.Є. Калабухін // 36. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. транспорту. – 2009. – Вип. 108. – С. 5-9.
151. Фалендиш А.П. Розвиток наукових основ визначення характеристик перспективних маневрових тепловозів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.22.07 «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів» / А. П. Фалендиш. – Харків, 2006. – 41 с.
152. Голубенко А.Л. Непрерывный контроль технического состояния неразъемных соединений колесных пар / А.Л. Голубенко, Ю.И. Осенин, А.В. Богданов // Вісник Східноукр. держ. ун-ту ім. Володимира Даля. – 2000. – Вып. № 5(27). – С. 24-27.
153. Голубенко А.Л. Методология эксплуатационного контроля технического состояния тягового подвижного состава на основе концепции риска / А.Л. Голубенко, Д.Н. Марченко, А.В. Бойко // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. Володимира Даля. – 2002. – Вип. № 11(157) – С. 173-175.
154. Голубенко А.Л. Повышение надежности и безопасности эксплуатации подвижного состава железных дорог / А.Л. Голубенко, Д.Н. Марченко, А.В. Бойко // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2002. – Вип. № 11 (157) – С. 306-307.
155. Басов Г.Г. Розвиток наукових основ створення та контролю технічного стану нового моторвагонного рухомого складу : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.22.07 «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів» / Г.Г. Басов. – Харків, 2008. – 39 с.
156. Schmeja M. Realisierung eines Onboard-Fahrwerkdiagnosesystems / M. Schmeja // ZEVrail Glasers Annalen. – 126, Tagungsband SFT Graz. – 2002. – S. 258-266.
157. 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.

158. 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.
159. 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.
160. 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.
161. 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.
162. 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.
163. 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.
164. 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.
165. Крот В.С. Перспективи впровадження технічних засобів безпеки руху на залізницях України / В.С. Крот, Ю.В. Дьомін, Р.Ю. Дьомін // *Залізничний трансп. України*. – 2010. – №6. – С. 3-4.
166. 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.
167. Бутько Т.В. Методологічний підхід до формалізації процесу функціонування великих динамічних систем залізничного транспорту / Т.В. Бутько, Д.В. Ломотько // *Зб. наук. праць Української держ. акад. залізнич. транспорту*. – 2007. – Вип. 85. – С. 25-34.
168. 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.
169. 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.
170. Самсонкин В.Н. Метод статистической закономерности в управлении безопасностью движения на железнодорожном транспорте / В.Н. Самсонкин, В.А. Друзь. – Донецк: ДИЖТ, 2005. – 158 с.
171. Самсонкін В.М. Теорія безпеки на залізничному транспорті / В.М. Самсонкін, В.І. Мойсеєнко. – К. : Каравела, 2014. – 248 с.
172. 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.
173. 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.
174. 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.

175. 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.
176. 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.
177. Нормы расчёта и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М. : ВНИИЖТ РФ, 1997. – 346 с.
178. 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.
179. Манашкин Л.А. Об измерении вертикальных сил в тележках грузовых вагонов / Л.А. Манашкин, С.В. Мямлин // Проблемы механики железнодорожного транспорта : XI міжнародна конференція, 26-29 травня 2004 р. : тези доповідей. – Дніпропетровськ, 2004. – С. 115.
180. 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.
181. 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.
182. Дьомін Р. Ю. Удосконалення процедур допуску рухомого складу до експлуатації / Р. Ю. Дьомін // Локомотив-Інформ. – 2017. – № 7-8 (133-134). – С. 35-41.
183. Кринг Д. LabVIEW для всех / Д. Кринг, Д. Трэвис // Пер. с англ. под ред. П. Михеева. – М. : ДМК Пресс, 2011. – 904 с.
184. Система діагностування демпфірувальних характеристик вагонів / Р. Ю. Дьомін, Є. Ф. Суслов, П. А. Шегедін, А. В. Мостович // Зб. наук. праць Української держ. акад. залізнич. транспорту. – 2011. – С. 99-107.
185. Railway applications. Track – Track geometry quality – Part 5: Geometric quality levels : EUROPEAN STANDARD 13848-5. – March 2008. – 46 p.
186. Motive power units – Bogies and running gear – Bogie frame structure strength tests : UIC Code 615-4. – International Union of Railways. – February 2003. – 17 p.
187. 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.
188. Lack T. Delta r negative shape influence on the equivalent conicity assessment manner / T. Lack, Ju. Gerlici // Computational and experimental methods in applied mechanics I. – Ústí nad Labem : Fakulta výrobních technologií a managementu UJEP, 2013. – S. 27-36.
189. Method for determining the equivalent conicity : UIC Code 519. – International Union of Railways. – December 2004. – 14 p.
190. Бендат Дж. Прикладной анализ случайных данных / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М. : Мир, 1989. – 540 с.
191. Iwnicki S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics / Iwnicki S. – Boca Raoton: CRC Press, 2006. – 535 p.
192. 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.

193. Riggall G. IWT4 goes into operation / G. Riggall // *Railway Gazette International*. – July 2008. – P. 455-456.
194. Дьомін Ю.В. Визначення зон деформаційної чутливості диска колеса до дії сил в контакт з рейкою / Ю.В. Дьомін, А.В. Мостович // *Залізничний трансп. України*. – 2009. – №3 – С. 53-55.
195. Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення). – К.: Юнікон-Прес, 2001. – 342 с.
196. Кірпа Г.М. Технічне забезпечення контрейлерних перевезень міжнародними коридорами України / Г.М. Кірпа, Ю.В. Дьомін // *Залізничний транспорт України*. – 1997. – №1. – С. 28-32.
197. Демин Ю.В. Железнодорожная техника комбинированного транспорта / Ю.В. Демин // *Залізничний транспорт України*. – 2011. – №6. – С. 9-12.
198. Diomin Ju., Slobodian A. Technika kolejowa kombinowanego transportu Ukrainy // *Problemy kolejnictwa*. Warszawa. 2012. Zeszyt 156. S. 5-15.
199. Шобанов А.В. Контрейлерные перевозки: пути решения проблем / Бюллетень транспортной информации. – 2000. – № 5. – С. 15-18.
200. Дьомін Ю.В. Динамічна взаємодія контрейлерної платформи і автопоїзда / Ю.В. Дьомін, Р.Ю. Дьомін, Г.Ю. Черняк // *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології»*. – Вип. 35. – К.: ДУІТ, 2020. С. 4-13.
201. Дьомін Ю.В. Оцінка динамічних показників безпеки руху вагонів для швидкісних контейнерних перевезень / Ю.В. Дьомін, Р.Ю. Дьомін, Г.Ю. Черняк // *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. – 2019. – Вип. 33. Т. 2. – С. 111-120.
202. Iwnicki S. Dynamics of railway freight vehicles / S. Iwnicki, S. Stichel, A. Orlova, M. Hecht // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. – 2015. – Vol. 53(7). – P. 1-39.
203. Molatefi H. Critical speed and limit cycles in the empty Y25-freight wagon / H. Molatefi, M. Hecht, M.H. Kadivar // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. – 2006. – 220(347). – P. 347-359.
204. Šťastniak P. Strength Investigation of Main Frame in New "Track friendly" Railway Bogie / P. Šťastniak, M. Moravčík, L. Smetanka, P. Baran // *Manufacturing Technology*. – 2018. – Vol. 18, No. 2. – P. 315-320.
205. Benini C. The influence of suspension components friction on race car vertical dynamics / C. Benini, M. Gadola, D. Chindamo, S. Uberti, F. Marchesin, R. Barbosa // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. – 2017. – Vol. 55(3). – P. 338-350.
206. 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.
207. 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.
208. Демин Ю.В. Интеграция железнодорожной техники Украины в транспортную сеть Европы / Ю.В. Демин // *Залізничний трансп. України*. – 2005. – № 1. – С. 3-5.
209. Демин Ю.В. Научно-техническое обеспечение устойчивого развития перевозок по направлениям «Восток-Запад» / Ю.В. Демин // *Залізничний трансп. України*. – 2008. – № 2. – С. 14-17.
210. Дьомін Ю.В. Шляхи розвитку міжнародних перевезень на основі безперевантажувальних технологій / Ю.В. Дьомін, Ю.В. Терещак // *Залізничний трансп. України*. – 2009. – №1. – С. 3-6.

211. Diomin J.W. Techniczne problemy przewozów kolejowych Wschód – Zachód / J.W. Diomin // Przegląd Komunikacyjny. – 2008. – № 6. – S. 3-7.
212. Garicoix M. La saga des frères ennemis / M. Garicoix // La Vie du Rail. – 2008. – № 3173. – P. 20-25.
213. Álvarez A.G. Automatic track gauge changeover for trains in Spain / A.G. Álvarez. – Documentos de explotación económica y técnica del ferrocarril. Fundación de los Ferrocarriles Españoles, 2010. – 107 p.
214. Gomez J. L. Lopez. Talgo automatic gauge change system for freight wagons / J. L. Lopez Gomez, J. Lacasta Aisa // Proc. Inst. Mech. Engrs. – 2001. – Vol. 215. Part F. – P. 13-24.
215. Suwalski R.M. SUW2000: Wozki towarowe i osobowe w awtomatycznym ruchu przestawczym 1435/1520 mm / R.M. Suwalski // Technika transportu szynowego. – 2000. – № 7/8. – S. 32-44.
216. Brama na Wschód / Nowe Sygnały. – 2000. – № 20. – S. 12-13.
217. Демин Ю.В. Ходовые качества вагона на тележках с раздвижными колесными парами / Ю.В. Демин, Р.М. Сувальски, А.Ю. Черняк // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. Технічні науки. Серія Транспорт 1. – 2002. – №6(52). – С. 62-65.
218. Дьомін Ю.В. Взаємодія коліс розсувних колісних пар з рейками на коліях 1520 і 1435 мм / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк // Залізничний трансп. України. – 2006. – №2. – С. 3-8.
219. Демин Ю.В. Семейство тележек пассажирских вагонов конструкции Рышарда Сувальского / Вагонный парк, №4, 2010. - С.11-13.
220. Diomin Yu.V. Interaction of gauge change wheelsets and the rail track / Yu.V. Diomin, A.Yu. Chernyak // Proceedings of 17th International Wheelset Congress. Part 1. Kiev, September 22-27, 2013. - P. 70-75.
221. Suwalski R. Udoskonalona technologia pokonywania różnic szerokości toru / R. Suwalski, M. Lustych, A. Gołaszewski // Przegląd Komunikacyjny. – 2000. – № 6. – S. 1-10.
222. Кузьменко А.І. Підвищення ефективності функціонування станцій стикування колій різної ширини за рахунок упровадження логістичних технологій / А. І. Кузьменко // Вісник АМСУ. Серія: “Технічні науки”, № 2 (50), 2013. – С. 102-110.
223. Villmann J. Vorstellung des Spurwechselradsatzes «RAFIL/DBAG Typ V» sowie der zugehörigen Systemkomponenten / J. Villmann, M. Schwartze // Symposium «Automatische Umspurung von Schienenfahrzeugen». – Wien. – 2005. – 22 s.
224. 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.
225. Пассажирские вагоны. Общие требования к тележкам с раздвижными колесными парами для железных дорог колеи 1435 мм и 1520 мм : Памятка ОСЖД 524. Утверждено на заседании Конференции Генеральных директоров (ответственных представителей) железных дорог ОСЖД 20-24.04.2009 г., г. Москва. – 12 с.
226. Демин Ю. В. Ходовые качества вагона на тележках с раздвижными колесными парами / Ю. В. Демин, Р. М. Сувальски, А. Ю. Черняк // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2002. – № 6 (52). – С. 62-65.
227. Черняк А.Ю. Динамические свойства вагона с раздвижными колесными парами / А.Ю. Черняк // Залізничний трансп. України. – 2002. – № 3. – С. 11-14.
228. Черняк А. Ю. Моделирование взаимодействия колес и рельсов различных стандартов / А. Ю. Черняк // Зб. наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Серія «Транспортні системи і технології». – 2001. – Том 6. – С. 70-76.
229. Кулешов В.П. Об эффективности работ по программе «колесо-рельс» в локомотивном хозяйстве Украины / В.П. Кулешов, А.В. Сладковский // Залізничний трансп. України. – 2001. – № 3. – С.22-24.
230. Испытания по допуску вагонов оборудованных автоматической системой смены расстояния колес и наблюдение за проведением их эксплуатационных тестов. Этап II – Испытания модернизированных пассажирских вагонов типа WL Görlitz 77-ВК, WL Bautzen

86-ВК и 110 Аb – ВК / Заключительный отчет Отделения механики подвижного состава Научно-технического центра железнодорожного транспорта. – Варшава, 2000.

231. Дёмин Ю.В. Продление срока службы колес раздвижных колесных пар системы SUW2000 / А.Ю. Черняк, Н.А. Пастернак, В.И. Ткаченко // Залізничний транспорт України, №2, 2007. – С. 58-62.

232. Technical approval of monobloc wheels – Application document for standard EN 13979-1 : UIC CODE 510-5. International Union of Railways. – 2007. – 67 p.

233. Manual of Standards and Recommended Practices. Wheel and Axles : Standard S 660. AAR. – 2009. – 36 p.

234. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение : Пер. с англ. / Коллинз Дж. – М. : Мир, 1984. – 624 с.

Наукове видання

**ДЬОМІН Р. Ю., ДЬОМІН Ю. В.,
ЧЕРНЯК Г. Ю., НОЖЕНКО В. С.**

**ДИНАМІКА ТА БЕЗПЕКА ШВИДКІСНОГО РУХУ
РЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Монографія

В авторській редакції
Дизайн обкладинки - А. Рудак

ISBN 978-617-8011-17-8

Формат 60x84 1/8. Папір офсетний.
Друк цифровий.
Гарнітура Times New Roman.
Умовн. друк. арк. 20,00
Наклад 40 прим.
Зам. № 002/08/21

**ВИДАВНИЦТВО
“НАІР”**

Івано-Франківськ, вул. Височана, 18,
тел. (034) 250-57-82, (050) 433-67-93
email: fedorynrr@ukr.net

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного
реєстру видавців, виробників і розповсюджувачів
видавничої продукції №4191 від 12.11.2011р.