

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE
VOLODYMYR DAHL EAST UKRAINIAN
NATIONAL UNIVERSITY

**Р. Ю. ДЬОМІН, Ю. В. ДЬОМІН,
Г. Ю. ЧЕРНЯК, А. В. МОСТОВИЧ**

**R. YU. DOMIN, YU. V. DOMIN,
G. YU. CHERNIAK,
A. V. MOSTOVYCH**

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ
ОСНОВИ СТВОРЕННЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО
РУХОМОГО СКЛАДУ
ТИПУ «СХІД-ЗАХІД»**

**SCIENTIFIC
AND TECHNICAL
FOUNDATIONS
FOR THE DEVELOPMENT
OF «EAST-WEST»
RAILWAY ROLLING
STOCK**

Монографія

Monograph

Київ, 2024

Kyiv, 2024

Рекомендовано Вченою радою
Східноукраїнського національного
університету
імені Володимира Даля
(Протокол № 9 від 26.04.2024 р.)

Recommended by the Academic Council
of the Volodymyr Dahl Eastern Ukrainian
National University
(Protocol No. 9 of 26.04.2024)

Рецензенти:

Кузін М.О., д.т.н., професор, професор кафедри залізничного транспорту Національного університету «Львівська політехніка»
Ловська А.О., д.т.н., професор, науковий співробітник кафедри транспортних і вантажно-розвантажувальних машин Жилінського університету

Reviewers:

Kuzin Mykola, Dr. Sc. Tech., Professor, Professor of the Railway Transport Department, Lviv Polytechnic National University
Lovska Alyona, Dr. Sc. Tech., Professor, Researcher of the Department of Transport and Handling Machines, University of Žilina

Дьомін Р. Ю.

Д 92 Науково-технічні основи створення залізничного рухомого складу типу «Схід-Захід»: монографія / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк, А. В. Мостович. – Київ : вид-во СНУ ім. В. Даля, 2024. – 380 с., 73 рис., 9 табл.

Domin R. Yu.

D 92 Scientific and technical foundations for the development of "East-West" railway rolling stock: monograph / R. Yu. Domin, Yu. V. Domin, G. Yu. Cherniak, A. V. Mostovych. – Kyiv : publ. house V. Dahl EUNU, 2024. – 380 p., 73 fig., 9 tabl.

У монографії розглянуто низку науково-технічних проблем щодо створення рухомого складу для вантажних перевезень залізницями різного стандарту. Запропоновано техніко-технологічні удосконалення процесів, пов'язаних з переходом рухомого складу через стикові пункти колій 1520/1435 мм. Розглянуто шляхи оновлення нормативної бази щодо розробки та допуску до експлуатації транспортних засобів комбінованого транспорту. Представлено мобільну систему для визначення динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації. Запропоновано удосконалений метод моніторингу динамічного навантаження рухомого складу на колійну структуру. Викладено вимоги до рухомого складу для безперевантажувальних перевезень. За наявними технічними вимогами розроблено базову конструкцію візка «дружнього до колії». Обговорено питання формування парку спеціалізованих вагонів, адаптованих до умов експлуатації на залізницях як колії 1520 мм, так і колії 1435 мм.

The monograph considers a number of scientific and technical problems related to the development of rolling stock for freight transportation by railways of various standards. Technical and technological improvements to the processes associated with the transition of rolling stock through the junction points of 1520/1435 mm track gauge are proposed. Ways to update the regulatory framework for the development and approval of combined transport vehicles are considered. A mobile system for determining the dynamic load of rolling stock under operating conditions is presented. An improved method for monitoring the dynamic load of rolling stock on the track structure is proposed. The requirements for rolling stock for non-overloading transportation are outlined. The basic design of a «track-friendly» bogie is developed according to the existing technical requirements. The issues of formation a fleet of specialised wagons adapted to the operating conditions on both 1520 mm and 1435 mm track gauge railways are discussed.

УДК 629.45/.46.015

© Дьомін Р. Ю., Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю., Мостович А. В., 2024

© Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, 2024

ЗМІСТ

ВСТУП	9
1. ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ БЕЗПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ ЗАЛІЗНИЧНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ	14
1.1. Досвід організації виходу вантажних вагонів колії 1435 мм на залізниці України.....	16
1.1.1. Модернізація вагонів колії 1435 мм для переходу на колії 1520 мм.....	16
1.1.2. Конструкційні удосконалення змінних візків колії 1520 мм на пунктах переставляння вагонів.....	20
1.1.3. Дослідження динамічних процесів, що супроводжують рух груп вагонів колії 1435 мм в поїздах на залізницях колії 1520 мм	34
1.1.3.1. Математичні моделі руху неоднорідних поїздів	35
1.1.3.2. Моделювання режиму рушання з місця комбінованих поїздів...	45
1.1.3.3. Моделювання екстреного гальмування неоднорідних поїздів....	48
1.1.3.4. Динамічні випробування груп цистерн DEC в поїздах УЗ	52
1.2. Перспективи розвитку технології AGCS	58
1.2.1. Європейські системи AGCS	59
1.2.1.1. Система TALGO	59
1.2.1.2. Система BRAVA.....	61
1.2.1.3. Система БТ.....	62
1.2.1.4. Система SUW2000.....	64
1.2.1.5. Система DB AG/Rafil	67
1.2.2. Проєкти застосування технологій AGCS.....	70
1.2.2.1. Проєкт INTERGAUGE.....	70
1.2.2.2. Проєкт UIC/ОСЖД.....	72
1.2.3. Взаємодія коліс і рейок різного стандарту	74
1.2.4. Напрямки застосування AGCS-технологій	83
2. ОНОВЛЕННЯ НОРМАТИВНИХ ВИМОГ ЩОДО РОЗРАХУНКУ ТА ОЦІНКИ МІЦНОСТІ НЕСІВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ДИНАМІЧНИХ ЯКОСТЕЙ ТА ВПЛИВУ НА КОЛІЮ РУХОМОГО СКЛАДУ	85
2.1. Визначення показників безпеки руху рухомого складу	85
2.1.1. Система динамічних показників рухомого складу колії 1520 мм.....	86
2.1.2. Система динамічних показників рухомого складу колії 1435 мм.....	97
2.2. Загальні вимоги до нормативних оцінок міцності несівних елементів, динамічних якостей та впливу на колію рухомого складу	109
2.2.1. Оцінювання несівної здатності конструкційних елементів.....	109
2.2.1.1. Вимоги до розрахункової оцінки несівної здатності конструкцій	110
2.2.1.2. Обґрунтування прийнятих рішень щодо опору втомі.....	115
2.2.1.3. Вимоги до формування характеристик навантаження.....	119

2.2.2. Оцінювання динамічних якостей рухомого складу	122
2.2.2.1. Рекомендації щодо динамічних розрахунків.....	124
2.2.2.2. Формування збурень від рейкової колії.....	129
2.2.2.3. Застосування результатів комп'ютерного моделювання динаміки руху	134
2.2.3. Оцінювання дії рухомого складу на колію.....	144
2.2.3.1. Визначення показників силової взаємодії рухомого складу і колії за напруженнями в рейках	145
2.2.3.2. Визначення показників силової взаємодії рухомого складу і колії за допомогою вимірювальних колісних пар	151
3. УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕДУР ДОПУСКУ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ	160
3.1. Вимоги щодо допуску до експлуатації вагонів типу «Схід-Захід».....	160
3.1.1. Процедури підтвердження відповідності	163
3.1.2. Роль комп'ютерного моделювання	169
3.2. Оцінка міцнісних та динамічних характеристик рухомого складу	176
3.2.1. Стаціонарні випробування	177
3.2.1.1. Поколісне зважування	177
3.2.1.2. Визначення моменту сил опору повороту візків	180
3.2.1.3. Випробування на скидання з клинів	183
3.2.2. Міцнісні випробування.....	186
3.2.2.1. Стендові випробування.....	187
3.2.2.2. Випробування на співударяння	191
3.2.3. Ходові динамічні випробування.....	194
3.2.3.1. Попередні динамічні розрахунки	195
3.2.3.2. Зміст та порядок випробувань на колії	196
4. ЗАСОБИ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ БЕЗПЕКИ РУХУ ПОЇЗДІВ.....	201
4.1. Моніторинг технічного стану рухомого складу в експлуатаційних умовах	202
4.1.1. Приклади систем діагностики й контролю ходових частин.....	202
4.1.2. Мобільна система визначення динамічної навантаженості рухомого складу	207
4.1.2.1. Загальна характеристика програмно-апаратного комплексу	207
4.1.2.2. Програмне забезпечення.....	212
4.2. Контроль впливу рухомого складу на колійну інфраструктуру	222
4.2.1. Технічні характеристики системи АВНК	224
4.2.2. Практичне застосування системи АВНК.....	229
5. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ РЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ІНТЕРМОДАЛЬНИХ ТА ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ	245
5.1 Техніко-технологічне забезпечення інтермодальних перевезень	245
5.1.1. Рухомий склад комбінованого транспорту.....	246
5.1.2. Перспективи розвитку комбінованого транспорту.....	257

5.2. Динамічна взаємодія контрейлерної платформи і автопоїзда	266
5.2.1. Модель сумісних коливань вагона-платформи з автопоїздом	266
5.2.2. Результати динамічних розрахунків	275
5.3. Визначення динамічних показників контейнерних вагонів-платформ....	280
5.3.1. Показники вертикальної динаміки	281
5.3.2. Динамічні показники безпеки руху	290
 6. ВИМОГИ ДО РУХОМОГО СКЛАДУ ДЛЯ БЕЗПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ	298
6.1. Загальні вимоги до конструкцій вагонів	299
6.1.1. Основні положення	299
6.1.1.1. Вимоги до конструкційної міцності	301
6.1.1.2. Вимоги до обладнання	307
6.1.1.3. Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища	309
6.1.2. Габаритні обмеження	311
6.1.3. Технічні рішення ударно-тягових пристроїв	316
6.1.3.1. Варіанти зчеплень вантажних вагонів	318
6.1.3.2. Автозчепи змішаного типу	323
6.1.4. Гальмівне обладнання	331
6.1.5. Ходові частини	338
6.1.5.1. Технічні вимоги	340
6.1.5.2. Конструкція візка	345
6.1.6. Умови допуску до експлуатації	349
6.2. Шляхи формування парку вагонів для інтегрованих перевезень.	352
6.2.1. Адаптація вагонів колії 1435 мм до умов експлуатації на залізницях колії 1520 мм	353
6.2.2. Виробництво нових вагонів	355
 ВИСНОВКИ.....	361
 ЛІТЕРАТУРА (LITERATURA)	368

CONTENTS

INTRODUCTION	9
1. TECHNICAL MEANS OF NON-TRANSSHIPMENT RAILWAY TRANSPORTATION	14
1.1. Experience in organising the departure of 1435 mm gauge freight wagons on the railways of Ukraine	16
1.1.1. Modernization of 1435 mm gauge wagons for switching to tracks of 1520 mm gauge	16
1.1.2. Structural improvements to replacement bogies of 1520 mm gauge at wagon rearrangement points	20
1.1.3. Investigation of dynamic processes accompanying the movement of groups of wagons of 1435 mm gauge in trains on railways of 1520 mm track gauge	34
1.1.3.1. Mathematical models of non-uniform train movement	35
1.1.3.2. Simulation the starting off from the place mode of combined trains	45
1.1.3.3. Simulation of emergency braking of non-uniform trains	48
1.1.3.4. Dynamic testing of DEC tank wagons groups in UZ trains.....	52
1.2. Prospects for the development of AGCS technology	58
1.2.1. European AGCS systems	59
1.2.1.1. TALGO system	59
1.2.1.2. BRAVA system.....	61
1.2.1.3. BT system.....	62
1.2.1.4. SUW2000 system.....	64
1.2.1.5. DB AG/Rafil system	67
1.2.2. AGCS technologies application projects	70
1.2.2.1. INTERGAUGE project	70
1.2.2.2. UIC/OSJD project	72
1.2.3. Interaction of wheels and rails of different standards	74
1.2.4. Areas of application of AGCS technologies	83
2. UPDATE REGULATORY CALCULATION REQUIREMENTS AND ASSESSMENTS OF STRENGTH OF BEARING ELEMENTS, DYNAMIC QUALITIES AND THE INFLUENCE ON THE TRACK OF ROLLING STOCK.....	85
2.1. Determination of safety indicators of the movement of rolling stock	85
2.1.1. System of dynamic indicators of 1520 mm gauge rolling stock.....	86
2.1.2. System of dynamic indicators of 1435 mm gauge rolling stock.....	97
2.2. General requirements for normative assessments of the strength of load-bearing elements, dynamic qualities and impact on the track of rolling stock.....	109
2.2.1. Evaluation of the bearing capacity of structural elements	109
2.2.1.1. Requirements for the calculated assessment of the bearing capacity of structures.....	110

2.2.1.2. Justification of decisions on fatigue resistance	115
2.2.1.3. Requirements for the formation of load characteristics	119
2.2.2. Assessment of the dynamic qualities of rolling stock	122
2.2.2.1. Recommendations for dynamic simulations	124
2.2.2.2. Formation of disturbances from the rail track	129
2.2.2.3. Application of the results of computer modelling of motion dynamics	134
2.2.3 Assessment of rolling stock impact on the track	144
2.2.3.1 Determination of indicators of force interaction between rolling stock and track by stresses in the rails	145
2.2.3.2. Determination of indicators of force interaction between rolling stock and track using measuring wheelsets	151
 3. IMPROVEMENT OF PROCEDURES FOR ADMISSION TO OPERATION OF ROLLING STOCK	160
3.1. Requirements for admission to operation of «East-West» type wagons	160
3.1.1. Compliance confirmation procedures	163
3.1.2. The role of computer modelling	169
3.2. Assessment of strength and dynamic characteristics of rolling stock	176
3.2.1. Stationary tests	177
3.2.1.1. Wheel weighing	177
3.2.1.2. Determination of the moment of bogie turning resistance forces	180
3.2.1.3. Wedge drop test	183
3.2.2. Strength tests	186
3.2.2.1. Bench tests	187
3.2.2.2. Co-impact tests	191
3.2.3. Running dynamic tests	194
3.2.3.1. Preliminary dynamic calculations	195
3.2.3.2. Content and procedure of tests on the track	196
 4. MEANS OF ASSESSING THE SAFETY OF TRAIN MOVEMENT	201
4.1. Monitoring of the technical state of rolling stock in operating conditions	202
4.1.1. Examples of running gears diagnostics and control systems	202
4.1.2. Mobile system for determining the dynamic load of rolling stock	207
4.1.2.1. General characteristics of the software and hardware complex	207
4.1.2.2. Software	212
4.2. Control of the impact of rolling stock on the track infrastructure	222
4.2.1. Technical characteristics of the AWFD system	224
4.2.2. Practical application of the AWFD system	229
 5. STUDY OF RAIL VEHICLE MOVEMENT DYNAMICS FOR INTERMODAL AND INTEROPERABLE TRANSPORTATION	245
5.1. Technical and technological support for intermodal transportation	245
5.1.1. Rolling stock of combined transport	246
5.1.2. Prospects for the development of combined transport	257

5.2. Dynamic interaction of a contrailer platform and an articulated lorry	266
5.2.1. Model of joint vibrations of a platform wagon with an articulated lorry	266
5.2.2. Results of dynamic calculations.....	275
5.3. Determination of dynamic indicators of container platform wagons	280
5.3.1. Indicators of vertical dynamics	281
5.3.2. Dynamic indicators of motion safety	290
6. REQUIREMENTS FOR ROLLING STOCK FOR NON-TRANSHIPMENT TRANSPORTATION	298
6.1. General requirements for wagon structures	299
6.1.1. Main provisions	299
6.1.1.1. Structural strength requirements	301
6.1.1.2. Requirements for equipment	307
6.1.1.3. Safety and environmental protection requirements	309
6.1.2. Gauge restrictions.....	311
6.1.3. Technical solutions of impact and traction devices	316
6.1.3.1 Options for coupling freight wagons.....	318
6.1.3.2. Mixed type couplers	323
6.1.4. Brake equipment.....	331
6.1.5. Running gears.....	338
6.1.5.1. Technical requirements	340
6.1.5.2. Design of the bogie	345
6.1.6. Conditions of approval for operation	349
6.2. Ways to form a fleet of wagons for interoperable transportation	352
6.2.1. Adaptation of 1435 mm gauge wagons to the operating conditions on Ukrainian railways	353
6.2.2. Production of new wagons	355
CONCLUSIONS.....	361
REFERENCES.....	368

ВСТУП

В умовах воєнного стану та майбутнього повоєнного відновлення вітчизняної економіки постають нагальні завдання забезпечення ефективного залізничного сполучення України з країнами Євросоюзу [1]. Нагальна необхідність в активному поглибленні розвитку політичних, економічних та соціальних зв'язків між країнами ЄС та Україною обумовлює пріоритетність розвитку ефективного міжнародного залізничного сполучення [2, 3]. Успішне розв'язання цього завдання посилить взаємодію вітчизняної залізничної інфраструктури та міжнародної системи транспортних коридорів, що, в свою чергу, сприятиме створенню додаткових ресурсів для зростання обсягів перевезень.

Протягом десятиліть перевезення вантажів залізницею за напрямками Україна – європейські країни здійснювалось головним чином з використанням перевантажувальних технологій у прикордонних регіонах. Перевантажувальні технології вимагають значних витрат часу та праці і є достатньо енергоємними. Крім того,

INTRODUCTION

In the context of martial law and the upcoming post-war recovery of the national economy, there are urgent tasks to ensure effective railway communication between Ukraine and the EU countries [1]. The urgent need to actively deepen the development of political, economic and social ties between the EU countries and Ukraine prioritizes the development of effective international rail communication [2, 3]. The successful solution of this task will strengthen the interaction of the domestic railway infrastructure and the international system of transport corridors, which, in turn, will help create additional resources for the growth of transportation volumes.

For decades, cargo transportation by rail between Ukraine and European countries has been carried out mainly using transshipment technologies in border regions. Transshipment technologies require significant time and labor and are quite energy-intensive. In addition, there are problems with the safety of cargo and rolling stock [4]. In addition, when transshipment of

виникають проблеми із збереженням вантажів і рухомого складу [4]. До того ж, при перевантаженні небезпечних вантажів, існує потенційна загроза техногенних катастроф. У дещо виграшному положенні в цьому плані є рухомий склад для інтермодальних перевезень, оскільки перевезення контейнерів у більшості випадків не потребують переходу вагонів-платформ з колії однієї ширини на колію іншої, бо на прикордонних переходах за наявності високооснащених терміналів здебільшого здійснюється перевантаження контейнерів на вагони-платформи приймаючої сторони.

Вагомим рішенням щодо значного поліпшення умов перевезень вантажів міжнародними транспортними коридорами є введення в оборот спеціалізованого рухомого складу, який дозволив би експлуатацію як на коліях 1435 мм, так і на коліях 1520 мм. Створення вагонів колії 1520/1435 мм або, іншими словами вагонів типу «Схід-Захід», для безперевалочного 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

dangerous goods occurs, there is a potential threat of man-made disasters. Rolling stock for intermodal transportation is in a somewhat advantageous position in this regard, since the transportation of containers in most cases does not require the transfer of platform wagons from a track of one width to the track of another, because at border crossings, in the presence of highly equipped terminals, containers are mostly transshipped onto platform wagons of the receiving party.

An important solution to significantly improve the conditions for the transportation of goods along international transport corridors is the introduction of specialized rolling stock that would allow operation on both tracks of 1435 mm and 1520 mm gauges. The creation of 1520/1435 mm gauge wagons or, in other words, East-West wagons for non-transshipment transportation of goods by rail of various standards, including mixed mode transportation, will significantly increase the volume of international transportation, which will help relieve congestion on roads and protect the environment.

навколишнього середовища.

Таким чином, створення парку спеціалізованих вагонів типу «Схід-Захід» стає чи не найважливішою складовою у розв'язанні програмного завдання інтеграції залізниць України у міжнародну залізничну мережу. Вагони вказаного типу повинні здійснювати якомога маловитратний перетин кордонів, особливо на стиках колій 1520/1435 мм, та «всюдихідне» курсування залізницями європейських країн. Специфіка створення вагонів, які б одночасно відповідали вимогам чинним на залізницях як колії 1520 мм, так і колії 1435 мм, обумовлюється, в першу чергу, значним розширенням полігону обертання, а також необхідністю відповідати експлуатаційним нормам залізниць кожної з країн-учасниць перевезень. Тому до вагонів типу «Схід-Захід» висуваються додаткові вимоги. Частково такі вимоги вже визначені відповідними Пам'ятками UIC і ОСЖД, разом з тим, ряд принципових позицій ще залишаються неврегульованими.

Виходячи з цього, початковим етапом робіт зі створення рухомого складу для безперевантажувальних перевезень слід вважати формування певної базової основи щодо створення вагонів для інтермодальних перевезень, здійснюваних послідовно двома

Thus, the development of a fleet of specialized East-West wagons is becoming one of the most important components in solving the programmatic task of integrating Ukraine's railways into the international railway network. Wagons of this type should be able to cross borders as cheaply as possible, especially at the track junctions of 1520/1435 mm gauge, and «all-terrain» running on the railways of European countries. The specifics of the creation of wagons that would simultaneously meet the requirements of both 1520 mm gauge and 1435 mm gauge railways are determined, first of all, by a significant expansion of the turning range, as well as the need to meet the operational standards of each of the railways involved in transportation. Therefore, additional requirements are imposed on East-West wagons. These requirements have already been partially defined in the relevant UIC and OSJD Leaflets, however, a number of fundamental positions remain unresolved.

Based on this, the initial stage of work on the creation of rolling stock for non-transshipment transportation should be considered the formation of a certain basic framework for the creation of wagons for intermodal transportation carried out sequentially by two or more modes of transport in the same cargo unit,

чи більше видами транспорту в одній і тій же вантажній одиниці, та, особливо, для безперевантажувальних (інтероперабельних) перевезень. Такою основою для створення парку вантажних вагонів вітчизняної побудови для інтермодальних та інтероперабельних перевезень слід вважати визначений їх типаж та основні технічні вимоги до конструкцій.

Особливості у створенні вагонів для сполучення «Схід-Захід» визначаються, зокрема, значно ширшим полігоном обертання в порівнянні з внутрішніми перевезеннями, забезпеченням курсування міжнародними транспортними коридорами, значно збільшеними (не менше 1000 км за добу) середньодобовими пробігами та перетином різних кліматичних зон. Зростають також вимоги до збереженості вантажів у процесі транспортування та найоптимальнішої відповідності рухомого складу структурі вантажів, призначених для перевезень, з урахуванням їх транспортабельності. Разом з тим, рухомий склад в сучасних умовах є складовою логістичного технологічного ланцюжка, що є проявом єдиної комплексної технології – від вироблення і складування продукції, до терміну та місця доставки.

Загалом при створенні вітчизняних вагонів для

and, especially, for non-transshipment (interoperable) transportation. The basis for the creation of a fleet of domestically built freight wagons for intermodal and interoperable transportation should be considered to be a defined type of freight wagons and basic technical requirements for their structures.

The peculiarities of creating wagons for East-West traffic are determined, in particular, by a much wider range of operation compared to domestic transportation, provision of international transportation corridors, significantly increased (at least 1000 km per day) average daily mileage and crossing different climatic zones. There are also growing requirements for the safety of goods during transportation and the best possible matching of rolling stock to the structure of the goods intended for transportation, taking into account their transportability. At the same time, rolling stock in modern conditions is a component of the logistics process chain, which is a manifestation of a single integrated technology – from production and storage of products to the time and place of delivery.

In general, when designing domestic wagons for non-

здійснення безперевантажувальних перевезень у міжнародному залізничному сполученні коліями 1435 мм і 1520 мм слід керуватись підходом, що властивий створенню вагонів нового покоління [5]. Такий рухомий склад повинен вирізнятись економічністю, підвищеною експлуатаційною надійністю, високим рівнем загальної та екологічної безпеки, подовженим терміном служби, забезпеченням максимальної збереженості вантажів та продуктивності при здійсненні вантажно-розвантажувальних операцій, а також при формуванні-розформуванні поїздів. Відтак, очевидною постає актуальність питання щодо реалізації заходів, які забезпечують найповнішу технічну сумісність вагонів при перетині ними державних кордонів.

transhipment transportation in international rail traffic on tracks of 1435 mm and 1520 mm gauges, one should be guided by the approach inherent in the design of new-generation wagons [5]. Such rolling stock should be characterised by efficiency, increased operational reliability, a high level of general and environmental safety, extended service life, maximum cargo safety and productivity during loading and unloading operations, as well as when forming and disassembling trains. Therefore, the urgency of the issue of implementation of measures that ensures the most complete technical compatibility of wagons when they cross state borders becomes obvious.

1. ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ БЕЗПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ ЗАЛІЗНИЧНИХ 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. За певних історичних обставин техніка європейських залізниць, з одного боку, і російської імперії, з другого, розвивалася за різними напрямками. В результаті мають місце не тільки відмінності за шириною колії і габаритами, але й різні конструкційні рішення рухомого складу як за ходовими частинами, так і за гальмами та ударно-тяговими приладами.

Для здійснення безперевантажувальних перевезень на залізничних прикордонних переходах свого часу були встановлені пункти переставляння вагонів (ППВ) з необхідним обладнанням. На ППВ вантажні поїзди розформовуються, кожен вагон або група вагонів встановлюються на дільницю, де за допомогою домкратів піднімаються кузови, викочуються візки однієї колії і

1. TECHNICAL MEANS OF NON-TRANSSHIPMENT RAILWAY TRANSPORTATION

Well-known problems that require a systematic solution when planning measures for the integration of Ukrainian Railways into the European transport network include issues related to the safe and fast passage of rolling stock through the junction points of tracks of different standards. Under certain historical circumstances, the technology of European railways, on the one hand, and the Russian empire, on the other, developed in different directions. As a result, there are not only differences in track width and gauges but also different design solutions for rolling stock in terms of running gears, brakes and coupling system.

For the implementation of non-transshipment transportation at railway border crossings, wagon rearrangement points (WRP) with the necessary equipment were once installed. On WRP, freight trains are disbanded, and each wagon or group of wagons is installed on the site, where the bodies are lifted with the help of jacks, bogies of one track gauge are rolled out and bogies of another track gauge are rolled up. The rail track on the WRP, where bogies are changed,

підкочуються візки іншої колії. Рейкова колія на ППВ, де провадиться заміна візків, дає змогу встановлювати і просувати з низькими швидкостями вагони на візках з колісними парами як колії 1520 мм, так і колії 1435 мм (так звана «пляшкова колія»). У цих операціях незначно використовуються засоби автоматизації та механізації робіт пов'язаних з безпекою руху та вантажопідйомними роботами.

На ППВ візки моделі 18-100 колії 1520 мм замінюються на візки типу 18-110 колії 1435 мм. Ці візки мають однакові технічні характеристики. У такий спосіб ППВ забезпечують вихід вагонів колії 1520 мм певних типів на залізниці країн ЄС. Проте через габаритні обмеження експлуатація цих вагонів на залізницях колії 1435 мм дозволяється виключно на визначених маршрутах. Крім того, гранична швидкість руху поїздів з зазначених вагонів становить 60 км/год, тоді як вантажні поїзди на залізницях країн ЄС рухаються зі швидкостями до 120 км/год. Вказані обмеження суттєво гальмують логістичні процеси.

enable to install and promote at low speeds wagons on bogies with wheelsets of both 1520 mm and 1435 mm track gauges (the so-called «bottle track»). In these operations, automation and mechanization of work related to traffic safety and lifting operations are not widely used.

At the WRP, bogies of the 18-100 model for a track of 1520 mm, are replaced with bogies of the 18-110 type of 1435 mm track gauge. These bogies have the same technical characteristics. Thus, WRP provides the output of 1520 mm gauge wagons of certain types on the railways of EU countries. However, due to dimensional restrictions, the operation of these wagons on Railways of 1435 mm track gauge is allowed only on certain routes. In addition, the maximum speed of trains from these wagons is 60 km/h, while freight trains on EU Railways move at speeds up to 120 km/h. These restrictions significantly slow down logistics processes.

1.1. Досвід організації виходу вантажних вагонів колії 1435 мм на залізниці України

Перші спроби вантажних перевезень за напрямком «Схід-Захід» були здійснені на початку 90-х років фірмами Dyrekcja Eksploatacji Cystern Sp. z o.o. (DEC, Польща) і Vereinigte Tanklager und Transportmittel GmbH (VTG, Німеччина) за участі вітчизняних науково-технічних фахівців. Тоді з використанням вагонів-цистерн західноєвропейського типу було здійснено транспортування хімічної продукції з Сєвєро-донецька до Гамбургу [2, 6].

1.1.1. Модернізація вагонів колії 1435 мм для переходу на колії 1520 мм

Для виходу вагонів колії 1435 мм на залізниці колії шириною 1520 мм необхідно вирішувати ряд проблем. До таких проблем відноситься відмінність вузлів спирання кузовів вагонів колії 1520 мм і колії 1435 мм. Як відомо, кузова вагонів колії 1520 мм спираються на візки через плоскі п'ятникові опори (рис. 1.1а), тоді як для вагонів колії 1435 мм застосовуються сферичні п'ятники (рис. 1.1б). Крім того, відстані від осей шворнів до бічних ковзунів різні: 762 мм – для вагонів колії 1520 мм і 850 мм – для вагонів колії 1435 мм. Тому для

1.1. Experience in organising the departure of 1435 mm gauge freight wagons on the railways of Ukraine

The first attempts at East-West freight transportation were made in the early 90s by Dyrekcja Eksploatacji Cystern Sp. z o.o. (DEC, Poland) and Vereinigte Tanklager und Transportmittel GmbH (VTG, Germany) with the participation of domestic scientific and technical specialists. Then, using tank wagons of the Western European type, chemical products were transported from Severodonetsk to Hamburg [2, 6].

1.1.1. Modernization of 1435 mm gauge wagons for switching to tracks of 1520 mm gauge

A number of problems need to be solved in order to run wagons of 1435 mm gauge on railways of 1520 mm track gauge. Such problems include the difference between the bearing units of the bodies of wagons of the 1520 mm gauge and the 1435 mm gauge. As it is known, the bodies of wagons of the 1520 mm gauge are supported on bogies through flat centre plates (Fig. 1.1 a), while spherical centre-pivots are used for 1435 mm gauge wagons (Fig. 1.1 b). In addition, the distances from the pivot axes to the side bearing are different: 762 mm for 1520 mm gauge wagons and 850 mm for

взаємозамінності вагонних візків необхідна певна модернізація візків.

1435 mm gauge wagons. Therefore, for the interchangeability of wagon bogies, a certain modernization of bogies is necessary.

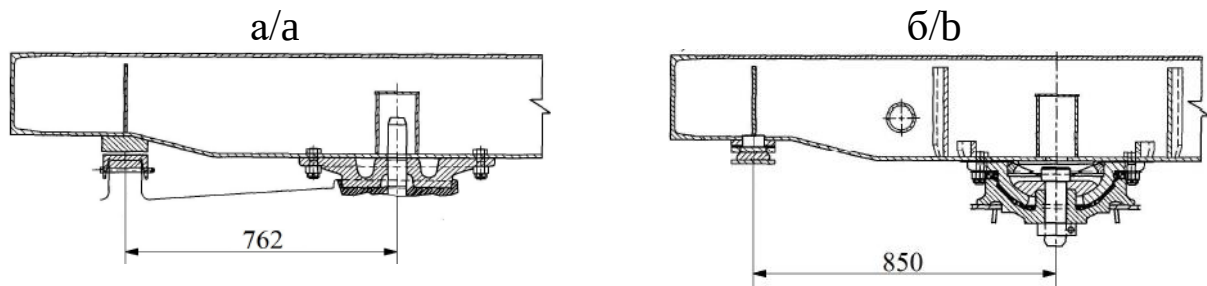


Рис. 1.1. Системи спирання на візки кузовів вантажних вагонів:
а – колії 1520 мм; б – колії 1435 мм

Fig. 1.1. Bogie supports systems for freight wagons bodies:
a – 1520 mm gauge; b – 1435 mm gauge

Крім зазначеного, суттєво відрізняються системи допуску рухомого складу до експлуатації. Таким чином проекти підготовки вагонів колії 1435 мм до експлуатації на залізницях колії 1520 мм мають передбачати технічні вирішення зазначених проблем.

Польські фахівці облаштували вагони-цистерни DEC типу 406R спеціальними перехідними пристроями (адаптерами) і відкидними ковзунами для спирання рам на візки колії 1520 мм моделі 18-100, а також пристосували гальмівні системи для роботи з українськими локомотивами. Для включення груп цистерн в поїзди Укрзалізниці крайні з них були модернізовані таким чином, що з одного кінця були обладнані автозчепом, а з

In addition, the systems of admission of rolling stock to operation differ significantly. Thus, projects for preparing 1435 mm gauge wagons for operation on railways of 1520 mm track gauge should provide for technical solutions to these problems.

Polish specialists have equipped DEC 406R tank wagons with special transition devices (adapters) and folding side bearings for supporting frames on 1520 mm gauge bogies of the 18-100 model, as well as adapted braking systems for working with Ukrainian locomotives. To include tank wagons groups in Ukrainian Railways trains, the extreme ones were upgraded in such a way that they were equipped with an automatic coupling at one end and screw coupler at the other. When

другого – гвинтовою стяжкою. При експлуатації на залізницях колії 1435 мм ці вагони слідуєть попарно зчепленими між собою автозчепами.

Підготовка складу з 30-ти вагонів-цистерн DEC до дослідних поїздок проводилась на Львівській залізниці. На ППВ ст. Ковель здійснювалась заміна візків колії 1435 мм на візки моделі 18-100. При цьому застосовувались адаптери, що встановлювались на сферичні п'ятники, і відкидні бічні ковзуни. Такий адаптер являє собою відливок з нижньою плоскою опорною поверхнею, яка за розмірами відповідає підп'ятниковому вузлу візка моделі 18-100. Крім того, проводилось регулювання гальмівних систем.

Робочою групою з українських і польських спеціалістів було розроблено відповідні інструкції для лінійних працівників УЗ. Зокрема, це інструкція щодо переставляння цистерн DEC з колії 1435 мм на колію 1520 мм і у зворотньому напрямку та інструкція з формування поїздів з цистернами DEC і проведення маневрових робіт.

Для забезпечення переставляння вагонів-цистерн колії 1435 мм на візки моделі 18-100 компанією VTG запропоновано технічне рішення відмінне від застосованого фірмою DEC [2].

operating on railways of 1435 mm track gauge, these wagons follow pairwise coupled by automatic coupling.

The train of 30 DEC tank wagons was prepared for experimental trips on the Lviv Railway. At the WRP of Kovel station, 1435 mm gauge bogies were replaced with 18-100 model bogies. At the same time, adapters were used, which were installed on spherical centre-pivots, and folding side bearings. Such an adapter is a cast iron with a lower flat support surface, which corresponds in size to the center plate unit of the bogie model 18-100. In addition, the brake systems were adjusted.

A working group of Ukrainian and Polish specialists developed appropriate instructions for line workers of Ukrainian Railways. In particular, these are instructions for moving DEC tank wagons from track of 1435 mm gauge to track of 1520 mm gauge and in the opposite direction, as well as instructions for forming trains with DEC tank wagons and performing shunting operations.

To ensure the rearrangement of tank wagons of 1435 mm gauge with bogies of the 18-100 model, VTG proposed a technical solution that is different from the one used by DEC [2].

У цьому випадку підготовчі роботи з виходу вагонів колії 1435 мм на залізниці колії 1520 мм полягали у оснащенні кузовів розширеними боковими ковзанами та встановленні плоских п'ятників (рис. 1.2а). Модернізовані таким чином вагони колії 1435 мм встановлювались на візки моделі 18-100. Для руху таких вагонів колією 1435 мм у сферичні підп'ятники візків типу Y25, які є стандартними для вантажних вагонів колії 1435 мм, постачались спеціальними адаптерами (рис. 1.2б) [4].

In this case, the preparatory work for the exit of wagons of 1435 mm gauge on the railways of 1520 mm track gauge consisted in equipping the bodies with extended side bearings and installing flat centre plate (Fig. 1.2 a). The 1435 mm gauge wagons upgraded in this way were installed with bogies of the 18-100 model. Special adapters were supplied to the spherical centre-pivots of the Y25 type bogie to enable the movement of these wagons on a 1435 mm gauge track, which is standard for freight wagons (Fig. 1.2 b) [4].

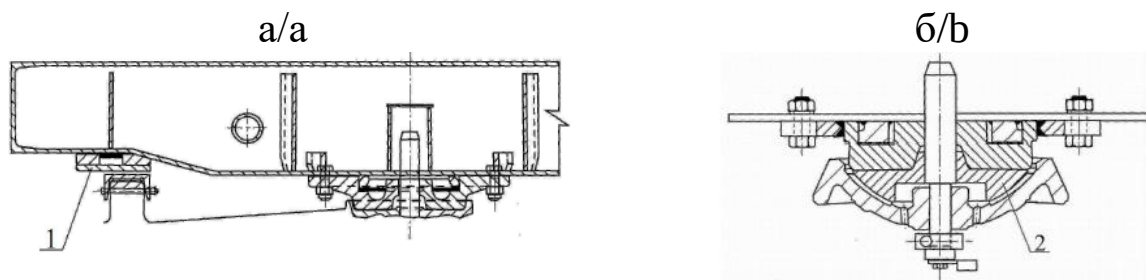


Рис. 1.2. Модернізація вузлів спирання кузова вагона колії 1435 мм:
а – на візки моделі 18-100 (1 – розширений бічний ковзун);
б – на візках типу Y25 (2 – адаптер)

Fig. 1.2. Modernization of the support units of the 1435 mm gauge wagon body:
a – with bogies model 18-100 (1 – extended side bearing);
b – with Y25 type bogies (2 – adapter)

В обох випадках підготовки до виходу на залізниці України вагонів-цистерн як DEC так і VTG при заміні візків зверталась увага на технічний стан візків моделі 18-100. Зокрема не допускались до підкочення під

In both cases of preparation for the entry of tank wagons of both DEC and VTG into the Ukrainian Railways, when replacing the bogies, attention was paid to the technical condition of the bogies of the model 18-100. In particular,

вагони візки, у яких виявлялись ослаблені клинові системи демпфірування коливань. Необхідність такої вимоги було доведено за результатами аналізу впливу стану клинової системи ресорного підвішування візка моделі 18-100 на динамічні якості порожнього вагона [7].

Застосована на той час технологія переходу вагонів колії 1435 мм на залізниці колії 1520 мм шляхом зміни ходових частин і набутий досвід експлуатації рухомого складу колії 1435 мм на залізницях України складають техніко-технологічну основу для подальшого розвитку інтероперабельних перевезень шляхом ефективного використання потужностей ППВ.

1.1.2. Конструкційні удосконалення змінних візків колії 1520 мм на пунктах переставлення вагонів

З метою забезпечення прискореного виходу вагонів колії 1435 мм на залізниці України вітчизняними науковцями та спеціалістами розроблено візки типу ДК2000 [4]. Головною особливістю цих візків є пристрої спирання кузова, що виконані за європейськими стандартами, тобто під'ятники сферичні, а бічні ковзуни – пружні (рис. 1.3). Для уникнення зносів поверхонь

bogies that had weakened wedge vibration damping systems were not allowed to bend under the wagons. The need for such a requirement was proved by analysing the influence of the state of the wedge system of spring suspension of the model 18-100 bogie on the dynamic qualities of an empty wagon [7].

The technology of transition of 1435 mm gauge wagons to railways of 1520 mm track gauge by changing running gears and the experience gained in operating of 1435 mm gauge rolling stock on Ukrainian Railways form the technical and technological basis for further development of interoperable transportation through the efficient use of the WRP capacities.

1.1.2. Structural improvements to replacement bogies of 1520 mm gauge at wagon rearrangement points

In order to ensure the accelerated output of 1435 mm gauge wagons on the Ukrainian Railway, domestic scientists and specialists have developed DK2000 type bogies [4]. The main feature of these bogies is the body support devices, which are made according to European standards, that is, the centre-pivots are spherical, and the side bearings are elastic (Fig. 1.3). To avoid wear of the surfaces of the interacting centre-pivot, an anti-friction gasket

під'ятника і п'ятника, що взаємодіють, між ними встановлюється антифрикційна прокладка. Для стабілізації сил тертя у заданому діапазоні при поворотах у плані надресорної балки візка відносно рами кузова ковзуни постачені неметалевими опорними планками.

is installed between them. To stabilize the friction forces in a given range when turning in the plan of the bolster to the frame of the body, the side bearings are equipped with non-metallic support strips.



Рис. 1.3. Візок ДК2000 на ППВ ст. Мостиська-2
Fig. 1.3. Bogie DK2000 on WRP station Mostyska-2

Таким чином, візки типу ДК2000 є взаємозамінними з візками вагонів колії 1435 мм, зокрема типу Y25. Заміна візків колії 1435 мм і ДК2000 здійснюється без застосування жодних перехідних пристроїв, як це практикувалось під час згаданих вище перевезень хімічної продукції за маршрутом Сєверодонецьк – Гамбург.

Для оцінки динамічних якостей вагона-цистерни

Thus, the DK2000 type bogies are interchangeable with bogies of 1435 mm gauge wagons, in particular the Y25 type. The replacement of 1435 mm gauge bogies and DK2000 type bogies is carried out without the use of any transition devices, as was practised during the above-mentioned transportation of chemical products on the Severodonetsk-Hamburg route.

західноєвропейського типу встановленої на візки типу ДК2000 проведено відповідне комп'ютерне моделювання. Розрахункова схема вагона-цистерни на візках типу ДК2000 обрана у вигляді системи одинадцяти твердих тіл: надвізкова частина, 2 надресорні балки, 4 бічні балки та 4 колісні пари.

На рис. 1.4-1.6 представлені види розрахункової схеми відповідно у вертикальній, поздовжній, вертикальній, поперечній та горизонтальній площинах. На цих рисунках наведено таке позначення основних геометричних розмірів вагона-цистерни: $2l$ – база вагона; h – відстань у вертикальному напрямку від центру мас надвізкової частини до площини спираючої рами кузова на візки; $2a$ – база візка; $2b_1$ – відстань у поперечному напрямку між серединами шийок осей; $2b_2$ – відстань у поперечному напрямку між бічними ковзунами; $2d$ – відстань між середніми колами кочення коліс колісної пари.

Розрахункова схема вагона-цистерни на візках типу ДК2000 включає пружні елементи з жорсткістю k_{Kz} (див. рис. 1.5), що створюють сили пружного опору при взаємних переміщеннях надвізкової частини та надресорних балок у вертикальному напрямку. При

To assess the dynamic qualities of a Western European-type tank wagon mounted with DK2000 bogies, a corresponding computer simulation was performed. The design scheme of the tank wagon with bogies of the DK2000 type is chosen in the form of a system of eleven solids: superstructure, 2 bolsters, 4 side frames and 4 wheelsets.

In Fig. 1.4-1.6 the types of calculation scheme are presented in the vertical longitudinal, vertical transverse and horizontal planes, respectively. These figures show the following designation of the main geometric dimensions of the tank wagon: $2l$ – base of the wagon; h – the distance in the vertical direction from the center of mass of the superstructure to the plane of support of the body frame on the bogies; $2a$ – the base of the bogie; $2b_1$ – the distance in the transverse direction between the midpoints of the axle journals; $2b_2$ – the distance in the transverse direction between the side bearings; $2d$ – the distance between the middle rolling circles of the wheels of the wheelset.

The design scheme of a tank wagon with bogies of the DK2000 type includes elastic elements with rigidity k_{Kz} (see Fig. 1.5) that create elastic resistance forces during mutual movements of the upper part and the spring of their beams in the vertical direction. When the

поворотах надвізкової частини щодо надресорної балки діють сили непружного опору, які протидіють цим поворотам. Момент сили тертя позначено як W_K .

superstructure turns in relation to the bolster, there are inelastic resistance forces that oppose these turns. The moment of friction force is denoted as W_K .

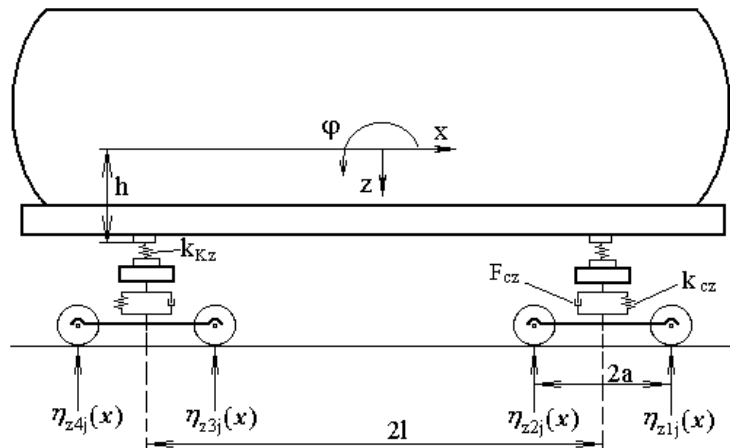


Рис. 1.4. Розрахункова схема вагона-цистерни на візках типу ДК2000 у вертикальній поздовжній площині

Fig. 1.4. Design scheme of a tank wagon with bogies of the DK2000 type in the vertical longitudinal plane

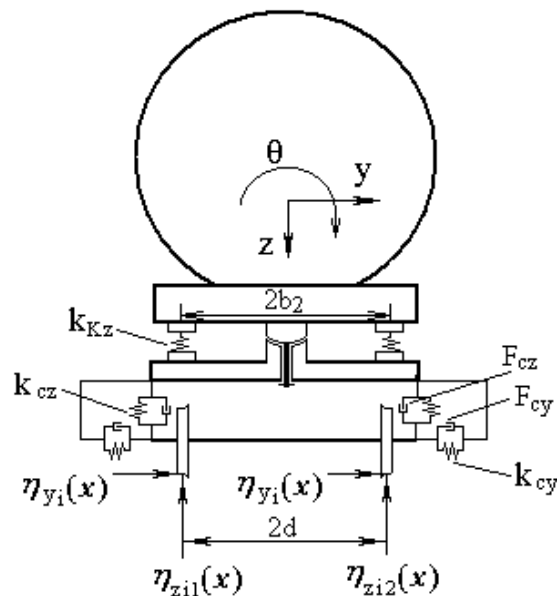


Рис. 1.5. Розрахункова схема вагона-цистерни на візках типу ДК2000 у вертикальній поперечній площині

Fig. 1.5. Design scheme of a tank wagon with bogies of the DK2000 type in the vertical transverse plane

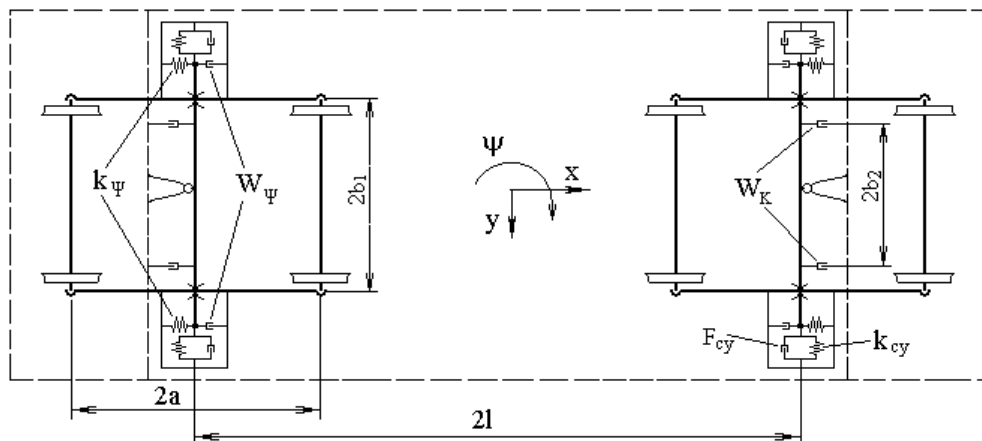


Рис. 1.6. Розрахункова схема вагона-цистерни на візках типу ДК2000 у горизонтальній площині
 Fig. 1.6. Design scheme of a tank wagon with bogies of the DK2000 type in the horizontal plane

Розрахункова схема вагона-цистерни на візках типу ДК2000 включає пружні елементи з жорсткістю k_{Kz} (див. рис. 1.5), що створюють сили пружного опору при взаємних переміщеннях надвізкової частини та надресорних балок у вертикальному напрямку. При поворотах надвізкової частини щодо надресорної балки діють сили непружного опору, які протидіють цим поворотам. Момент сили тертя позначено як W_K .

Конструкція ресорного підвішування візка типу ДК2000 обумовлює наявність у розрахунковій схемі пружньо-дисипативних елементів між надресорною балкою та бічними балками. Жорсткість пружинних комплектів ресорного підвішування в горизонтальному поперечному та вертикальному напрямках позначені через k_{cy} і

The design scheme of a tank wagon with bogies of the DK2000 type includes elastic elements with rigidity k_{Kz} (see Fig. 1.5) that create elastic resistance forces during mutual movements of the upper part and the spring of their beams in the vertical direction. When the superstructure turns in relation to the bolster, there are inelastic resistance forces that oppose these turns. The moment of friction force is denoted as W_K .

The design of the bogie spring suspension of the DK2000 type determines the presence of elastic-dissipative elements between the bolster and the side frames in the design scheme. The stiffness of spring suspension in horizontal transverse and vertical directions is indicated by k_{cy} and k_{cz} . Wedge-type friction dampers installed in spring suspension parallel to elastic

k_{CZ} . Фрикційні демпфери клинового типу, що встановлені в ресорному підвішуванні паралельно пружним елементам, створюють непружний опір при коливаннях надресорної будови вагона. На розрахунковій схемі ці сили умовно позначені F_{CY} і F_{CZ} . При взаємних поворотах надресорної балки та бічних балок у горизонтальній площині виникають моменти пружних та непружних сил. Відповідні елементи відображені на розрахунковій схемі як k_{ψ} і W_{ψ} . Позначення переміщень тіл системи з відповідними індексами наведено у табл. 1.1.

elements create inelastic resistance during vibrations of the wagon superstructure. In the calculation scheme, these forces are conventionally designated F_{CY} and F_{CZ} . Moments of elastic and inelastic forces occur during mutual rotations of the bolster and the side frames in the horizontal plane. The corresponding elements are shown in the calculation diagram as k_{ψ} and W_{ψ} . The designation of displacements of system bodies with corresponding indices is given in Table 1.1.

Таблиця 1.1

Позначення переміщень тіл системи «Вагон-цистерна на візках типу ДК2000»

Table 1.1

Designation of body movements of the system «Tank wagon with bogies of the DK2000 type»

Надвізкова частина / Super-structure (body)	Надресорні балки / Bolsters		Бокові балки / Side frames				Колісні пари / Wheelsets			
	перша / first	друга / second	1	2	3	4	1	2	3	4
x	x_{n1}	x_{n2}	x_{b1}	x_{b2}	x_{b3}	x_{b4}	x_{k1}	x_{k2}	x_{k3}	x_{k4}
y	y_{n1}	y_{n2}	y_{b1}	y_{b2}	y_{b3}	y_{b4}	y_{k1}	y_{k2}	y_{k3}	y_{k4}
z	z_{n1}	z_{n2}	z_{b1}	z_{b2}	z_{b3}	z_{b4}	z_{k1}	z_{k2}	z_{k3}	z_{k4}
θ	θ_{n1}	θ_{n2}	θ_{b1}	θ_{b2}	θ_{b3}	θ_{b4}	θ_{k1}	θ_{k2}	θ_{k3}	θ_{k4}
φ	φ_{n1}	φ_{n2}	φ_{b1}	φ_{b2}	φ_{b3}	φ_{b4}	φ_{k1}	φ_{k2}	φ_{k3}	φ_{k4}
ψ	ψ_{n1}	ψ_{n2}	ψ_{b1}	ψ_{b2}	ψ_{b3}	ψ_{b4}	ψ_{k1}	ψ_{k2}	ψ_{k3}	ψ_{k4}

Математична модель динаміки вагона-цистерни на візках типу ДК2000 є системою нелінійних диференціальних рівнянь 26-го порядку. При цьому узагальнені координати розглянутої системи вибрано таким чином:

$$q_1 = y, q_2 = z, q_2 = z, q_3 = \theta, q_4 = \varphi, q_5 = \psi, q_6 = \theta_{n1}, q_7 = \psi_{n1}, \\ q_8 = \theta_{n2}, q_9 = \psi_{n2}, q_{10} = y_{k1}, q_{11} = y_{k2}, q_{12} = y_{k3}, q_{13} = y_{k3}.$$

Формування розрахункових реалізацій випадкових збурень виконується за апробованим алгоритмом авторської розробки [8]. Відповідно до розробленої методики збурення подаються у часовій області у вигляді мультиплікативних еквівалентних нерівностей або випадкових процесів, отриманих методом апроксимації реалізацій за результатами вимірювань на великому полігоні залізниць. Як одна з найбільш важливих характеристик випадкового процесу використовується функція спектральної щільності, що характеризує розподіл дисперсії процесу за частотами. При формуванні розрахункових збурень використано уточнену методику моделювання реалізації випадкового процесу за заданою спектральною щільністю [9].

Оцінювання динамічних показників вагона-цистерни на візках типу ДК2000 проведено

The mathematical model of the dynamics of a tank wagon on bogies of the DK2000 type is a system of nonlinear differential equations of the 26th order. In this case, the generalized coordinates of the system under consideration are chosen as follows:

The formation of calculated implementations of random perturbations is performed according to the proven algorithm of the author's development [8]. According to the developed method, perturbations are represented in the time domain in the form of multiplicative equivalent inequalities or random processes obtained by approximating implementations based on measurement results at a large railway landfill. As one of the most important characteristics of a random process, the spectral density function is used, which characterizes the frequency distribution of the dispersion of the process. When forming the calculated perturbations, an updated method for modelling the implementation of a random process based on a given spectral density was used [9].

Evaluation of dynamic indicators of a tank wagon with DK2000 bogies

згідно з РД [10]. У комп'ютерній програмі, розробленій для дослідження динамічних якостей вагона-цистерни, передбачено обчислення зазначених динамічних показників. При цьому для кожного показника обчислювалися максимальне $x_{\max}$ та $x_{\min}$ мінімальне значення, стандартне відхилення σ_x та математичне очікування $\bar{x}$. Ці статистичні величини дають змогу знайти оціночне максимальне значення $\hat{x}_{\max} = \bar{x} + 3 \cdot \sigma_x$.

Для наочності результати розрахунків представлені радарними діаграмами [11]. Для всіх показників, отриманих при заданій швидкості руху, з центру діаграми проведено промені, на яких відкладено у безрозмірному масштабі вимірювання значення обчислених оцінок. Попередньо кожен показник K_i нормований за своїм допустимим значенням, тобто

$$k_i = \frac{K_{i\_max}}{K_{i\_norm}} \quad (i = \overline{1,10} \wedge i \neq 8). \quad (1.1)$$

Значення K_{i_max} знаходиться як максимальне для даного динамічного показника, а значення K_{i_norm} прийняті рівними тим, що відповідають задовільній оцінці ходових властивостей вагона.

Що стосується коефіцієнта

was evaluated in accordance with RD [10]. A computer program developed to study the dynamic qualities of a tank wagon provides for the calculation of these dynamic indicators. At the same time, the maximum $x_{\max}$ and minimum $x_{\min}$ values, standard deviation σ_x , and mathematical expectation $\bar{x}$ were calculated for each indicator. These statistical values enable the estimated maximum value to be determined $\hat{x}_{\max} = \bar{x} + 3 \cdot \sigma_x$.

For clarity, the calculation results are presented in radar diagrams [11]. For all indicators obtained at a given speed of movement, rays are drawn from the center of the diagram, on which the values of the calculated estimates are laid out in a dimensionless measurement scale. Previously, each K_i indicator is normalized according to its permissible value, i.e.

The K_{i_max} value is found as the maximum for this dynamic indicator, and the K_{i_norm} values are assumed to be equal to those that correspond to a satisfactory assessment of the ride quality of the wagon.

запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок за умовою вкочування гребеня колеса на головку рейки k_{cc} , то цей показник перетворено таким чином:

$$k_8 = k_{cc}^* = 1 - \left(\frac{k_{cc}}{K_{i\_norm}} - 1 \right), \quad (1.2)$$

де K_{i_norm} – допустиме значення коефіцієнта k_{cc} .

Зіставляючи одержувані таким чином «багатокутники динамічних показників», вписані в коло з одиничним радіусом, можна будувати висновки про чутливість тих чи інших показників стосовно параметрів підвіски вагона. Очевидно, що найкращому варіанту параметрів буде відповідати правильний багатокутник якомога ближче до центру. В цілому, оцінкою наближення до найкращого вирішення завдання вибору параметрів можуть бути форма і площа багатокутників, побудованих на основі нормованих критеріїв, що відповідають динамічним показникам.

На рисунках 1.7 та 1.8 наведено діаграми динамічних показників вагона-цистерни на візках типу ДК2000 при різних швидкостях руху: а – 60 км/год; б – 80 км/год; в – 100 км/год; г – 120 км/год. Тут представлені дані щодо наступних показників:

As for the coefficient of stability margin of the wheelset from derailment by the condition of rolling the wheel flange onto the head of the rail k_{cc} , this indicator is converted as follows:

where K_{i_norm} is the acceptable value of the k_{cc} coefficient.

By comparing the «polygons of dynamic indicators» obtained in this way, inscribed in a circle with a unit radius, it is possible to draw conclusions about the sensitivity of certain indicators in relation to the parameters of the wagon suspension. Obviously, the best option for parameters is to fit a regular polygon as close to the center as possible. In general, an estimate of the approximation to the best solution of the parameter selection problem can be the shape and area of polygons constructed on the basis of normalized criteria that correspond to dynamic indicators.

Figures 1.7 and 1.8 show diagrams of dynamic indicators of a tank wagon on DK2000 bogies at different speeds: a – 60 km/h; b – 80 km/h; c – 100 km/h; d – 120 km/h. Here are data on the following indicators: j_z – horizontal accelerations of the body; j_e –

j_z – горизонтальні прискорення кузова; j_v – вертикальні прискорення кузова; k_{dv} – коефіцієнти вертикальної динаміки, що визначаються за силами в ресорному підвішуванні; $H_p/P_0 = h_p$ – рамні сили в частках статичного навантаження колісної пари на рейки; $k_{yc} = k_{cc}$ – коефіцієнти запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок за умовою вкочування гребеня колеса на головку рейки.

Дані на рис. 1.7 відносяться до порожнього режиму, а на рис. 1.8 – до навантаженого. Представлені розрахункові результати отримані при наступних варіантах зміни коефіцієнта відносного тертя у ресорному підвішуванні: 1 – $\varphi = 0,025$; 2 – $\varphi = 0,05$; 3 – $\varphi = 0,075$; 4 – $\varphi = 0,10$ (позначення ліній на рис. 1.8 такі ж як і на рис. 1.7).

vertical accelerations of the body; k_{dv} – coefficients of vertical dynamics determined by the forces in the spring suspension; $H_p/P_0 = h_p$ – frame forces in fractions of the static load of the wheelset on the rails; $k_{yc} = k_{cc}$ – coefficients of the wheelset's stability margin against derailment under the condition of rolling the wheel flange onto the rail head.

Data in Fig. 1.7 refer to the empty mode, and in Fig. 1.8 – to the loaded one. The calculated results obtained for the following variants of changes in the coefficient of relative friction in spring suspension are presented: 1 – $\varphi = 0,025$; 2 – $\varphi = 0,05$; 3 – $\varphi = 0,075$; 4 – $\varphi = 0,10$ (line designations in Fig. 1.8 are the same as in Fig. 1.7).

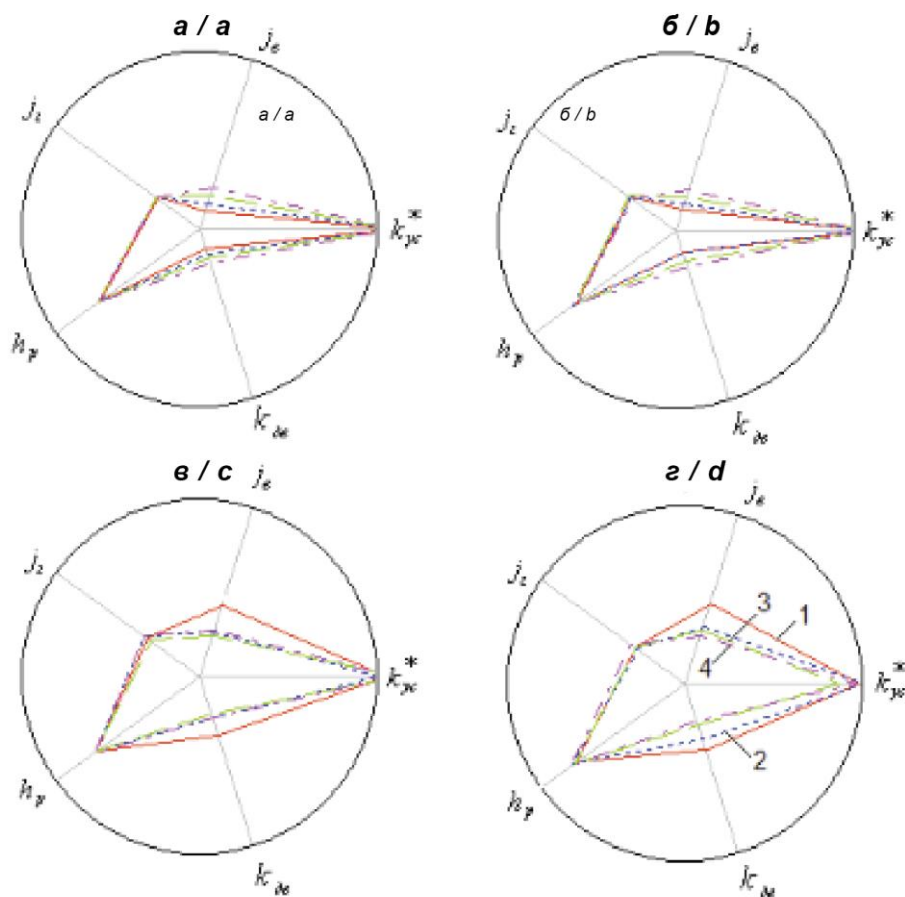


Рис. 1.7. Нормовані динамічні показники (порожній режим)
Fig. 1.7. Normalized dynamic indicators (empty mode)

З наведених на рис. 1.7 діаграм видно, що зміна коефіцієнта демпфування більшою чи меншою мірою впливає на показники й порожнього вагона. Значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок за умовою вкочування гребеня колеса на головку рейки не перевищують допустимого значення.

Для динамічних показників завантаженого вагона (рис. 1.8) загалом характерна тенденція до зниження якості ходу зі зростанням швидкості руху.

From those shown in Fig. 1.7 the diagrams it can be seen that a change in the damping coefficient has a greater or lesser impact on the indicators of the empty wagon. The values of the coefficient of stability of the wheelset from derailment under the condition of rolling the wheel flange onto the rail head do not exceed the permissible value.

For dynamic indicators of a loaded wagon (Fig. 1.8) in general, there is a tendency to decrease the ride quality with increasing speed. However, in the entire speed range studied, including at $V = 120$ km/h,

Однак у всьому дослідженому діапазоні швидкостей, у тому числі і при $V = 120$ км/год показники динаміки задовольняють нормативним вимогам.

the dynamics indicators meet the regulatory requirements.

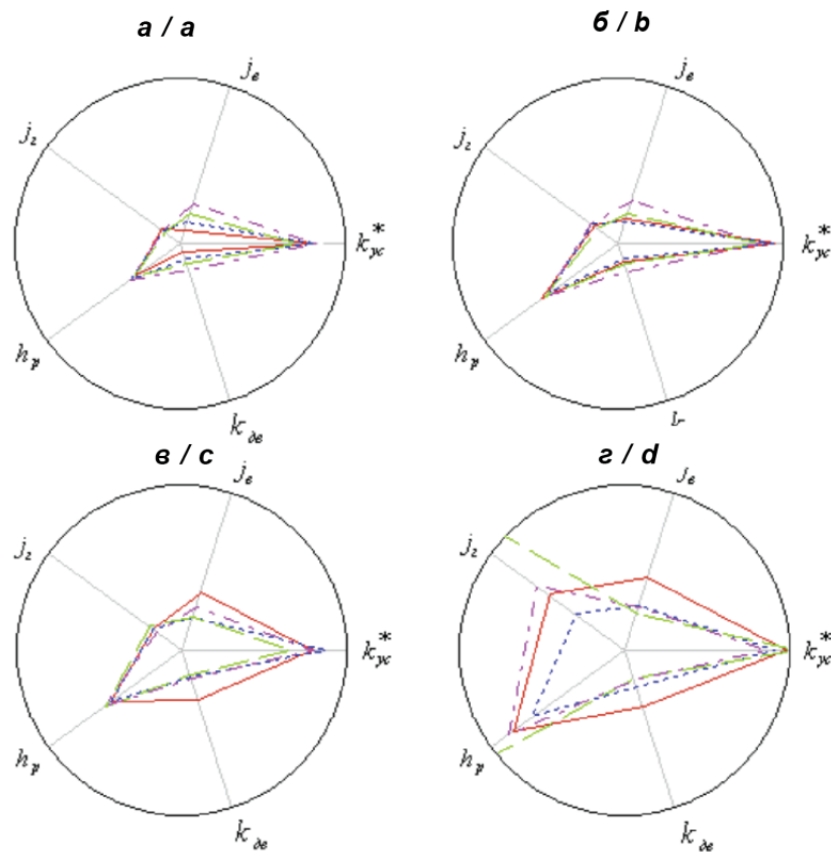


Рис. 1.8. Нормовані динамічні показники (навантажений режим)
Fig. 1.8. Normalized dynamic indicators (loaded mode)

Таким чином, динамічні якості вагона-цистерни на візках типу ДК2000 за розрахунковими показниками задовольняють нормативним вимогам до вагонів колії 1520 мм при швидкостях руху до 120 км/год як у порожньому, так і у навантаженому стані.

Thus, the dynamic qualities of a tank wagon on DK2000 bogies, according to the calculated indicators, meet the regulatory requirements for 1520 mm gauge wagons at speeds up to 120 km/h both in empty and loaded conditions.

Вагон-цистерна західно-європейського типу на візках ДК2000 пройшла ходові випробування на Львівській залізниці. Результати випробувань підтвердили високі техніко-експлуатаційні характеристики візків ДК2000.

Практичне застосування візків ДК2000 відбулося 2004 року, коли з ППВ ст. Мостиська-2 до Харківського вагонобудівного заводу було доставлено для ремонту два вагони-хопери Австрійських залізниць (ÖBB). Мережею залізниць України ці вагони транспортувалися на візках ДК2000 (рис. 1.9).

The Western European-type tank wagon on DK2000 bogies has been tested on the Lviv Railway. The test results confirmed the high technical and operational characteristics of the DC 2000 bogies.

Practical application of DK2000 bogies took place in 2004, when two hopper wagons of the Austrian Railways (ÖBB) were delivered from the WRP station Mostyska-2 to the Kharkiv wagon building plant for repair. These wagons were transported on DK2000 bogies on the Ukrainian railway network (Fig. 1.9).



Рис. 1.9. Вагон-хопер ÖBB на візках ДК2000
Fig. 1.9. ÖBB hopper wagon with bogies DK2000

Застосування візків типу ДК2000 забезпечить безперевантажувальні перевезення з використанням традиційного способу переходу вантажними вагонами стиків колій 1520/1435 мм на ППВ, що не потребує значних капітальних вкладень. Для практичної реалізації проєкту випуску візків типу ДК2000 рекомендовано виготовити надресорні балки з сферичними підп'ятниками і підпружиненими ковзунами, що використовуються у візках вантажних вагонів колії 1435 мм, на базі розробленої в Інституті електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України надресорної балки суцільнозварної конструкції [12-14].

При підкочуванні візків типу ДК2000 під вагони колії 1435 мм необхідно передбачити застосування подовжувачів гальмівних тяг. Стосовно адаптції гальм вагонів західноєвропейського типу переставлених на візки ДК2000 до умов роботи на залізницях України слід звернути увагу на необхідність внесення певних змін у параметри гальмівних систем [15]. Зазначені зміни мають бути відображені у інструктивних вказівках для машиністів локомотивів.

The use of DK2000 type bogies will ensure non-transshipment transportation using the traditional method of switching 1520/1435 mm tracks joints to WRP by freight wagons, which does not require significant capital investments. For the practical implementation of the project for the production of DK2000 type bogies, it is recommended to produce bolsters with spherical centre-pivots and spring-loaded side bearings, which are used in the bogies of freight wagons of 1435 mm gauge, on the basis of an all-welded bolster developed at the E.O. Paton Institute of electric welding of the National Academy of Sciences of Ukraine [12-14].

When rolling up bogies of the DK2000 type under wagons of 1435 mm gauge, it is necessary to provide for the use of brake rod extensions. Regarding the adaptation of the brakes of Western European-type wagons rearranged on DK2000 bogies to the working conditions on the Railways of Ukraine, attention should be paid to the need to make certain changes to the parameters of braking systems [15]. These changes should be reflected in the instructions for locomotive drivers.

1.1.3. Дослідження динамічних процесів, що супроводжують рух груп вагонів колії 1435 мм в поїздах на залізницях колії 1520 мм

Крім випадків експлуатації вагонів-цистерн у маршрутних поїздах, як це мало місце у випадку виходу на залізницю України складу з 30-ти цистерн DEC, можуть виникати також ситуації, коли потрібне перевезення вантажів групами західноєвропейських вагонів. Для визначення раціональних схем формування неоднорідних поїздів складених із вагонів колії 1520 мм і вагонів колії 1435 мм, тобто комбінованих поїздів, необхідними є дослідження поздовжньої динаміки таких поїздів у перехідних режимах руху, які виникають при рушанні з місця і гальмуванні. При таких режимах руху зусилля в упряжних приладах, що з'єднують між собою вагони в поїзді, мають найбільші за абсолютною величиною значення і є визначальними для розрахунків на міцність та проектування рухомого складу та оцінки безпечної експлуатації вагонів з точки зору їх поздовжньої динамічної навантаженості.

Як відомо, динаміка поїзда при рушанні з місця і гальмуванні істотно залежить від рівня і характеру сили тяги, що прикладається, (швидке або

1.1.3. Investigation of dynamic processes accompanying the movement of groups of wagons of 1435 mm gauge in trains on railways of 1520 mm track gauge

In addition to the operation of tank wagons in route trains, as was the case when a train of 30 DEC tank wagons entering on the Ukrainian Railways, there may also be situations when it is necessary to transport goods in groups of Western European wagons. To determine rational schemes for the formation of heterogeneous trains made up of 1520 mm gauge wagons and 1435 mm gauge wagons, that is, combined trains, it is necessary to study the longitudinal dynamics of such trains in transitional modes of movement that occur when starting and braking. Under such modes of movement, the forces in the traction devices connecting the wagons in the train have the highest absolute value and are crucial for calculating the strength and design of rolling stock and evaluating the safe operation of wagons in terms of their longitudinal dynamic load.

As it is known, the dynamics of a train when starting and braking significantly depends on the level and nature of the applied traction force (rapid or smooth increase), the state of the train according to the clearances in the traction

плавне її наростання), стану складу за зазорами в упряжних приладах перед початком перехідного процесу (стисле або розтягнуте), виду гальмування (екстрене, повне службове, регульовальне), характеристик гальмівної системи (величини надлишкового тиску, типу повітророзподільників, величини сили натискання і типу гальмівних колодок, швидкості поширення гальмівної хвилі, характеру і часу наповнення гальмівних циліндрів), від характеристик міжвагонних з'єднань, а також від маси і довжини поїзда [16].

1.1.3.1. Математичні моделі руху неоднорідних поїздів. Залізничний поїзд, складений у загальному випадку з вагонів з нерухомими вантажами і цистерн, частково заповнених рідиною, являє собою складну механічну систему з нескінченним числом ступенів свободи, зумовлених хвильовими рухами рідини в цистернах. Під час розв'язання задачі про позовжні коливання комбінованого поїзда з використанням методів математичного моделювання необхідна побудова такої математичної моделі, що давала б змогу врахувати рухливість рідини в цистернах, оскільки специфіка рідинного вантажу справляє істотний вплив на перебіг перехідних процесів у

devices before the start of the transition process (compressed or stretched), the type of braking (emergency, full service, adjustment), the characteristics of the braking system (the amount of overpressure, the type of air distributors, the amount of pressing force and the type of brake shoes, the speed of propagation of the brake wave, the nature and time of filling the brake cylinders), the characteristics of the inter-wagon connections, and also from the mass and length of the train [16].

1.1.3.1. Mathematical models of non-uniform train movement. A railway train, composed in general of wagons with fixed loads and tank wagons partially filled with liquid, is a complex mechanical system with an infinite number of degrees of freedom due to the wave movements of the liquid in the tank wagons. When solving the problem of longitudinal vibrations of a combined train using mathematical modelling methods, it is necessary to build such a mathematical model that would allow taking into account the mobility of liquid in tanks, since the specificity of the liquid cargo has a significant impact on the course of transient processes in the train [17]. In addition, it is necessary to take into account the differences in operation

поїзді [17]. Крім того, необхідно врахувати відмінності в роботі міжвагонних з'єднань і гальмівних пристроїв. Водночас розрахункова модель має бути достатньо простою, наочною та описувати реальні динамічні процеси в поїздах з необхідною для практичних завдань точністю.

Загалом розрахункову схему поїзда, складеного з вагонів з нерухомими вантажами і цистерн з рухомими рідкими вантажами, доцільно представити у вигляді одновимірного розгалуженого ланцюжка абсолютно твердих основних тіл, з'єднаних між собою податливими елементами. Маса основних твердих тіл приймають такими, що дорівнюють або масі навантаженого вагона, або сумі мас порожньої цистерни і тієї частини рідкого вантажу, що не бере участі в русі щодо котла цистерни.

Кількість основних твердих тіл у розрахунковій схемі поїзда дорівнює сумарному числу локомотивів і вагонів у поїзді і може бути досить великою (близько 50 і більше). Крім того, коливання рідкого вантажу в цистернах зумовлюють появу додаткових ступенів свободи. Тому важливим завданням, що виникає під час складання розрахункової схеми поїзда, є побудова досить простої математичної моделі одиночної

of inter-wagon connections and braking devices. At the same time, the calculation model should be sufficiently simple, visual and describe real dynamic processes in trains with the accuracy necessary for practical tasks.

In general, the calculation scheme of a train composed of wagons with fixed cargo and tank wagons with moving liquid cargo should be represented as a one-dimensional branched chain of absolutely solid main bodies connected by flexible elements. The masses of the main solids are assumed to be equal to either the mass of the loaded wagon, or the sum of the masses of the empty tank and that part of the liquid that does not participate in movement relative to the tank.

The number of main solid bodies in the calculation scheme of the train is equal to the total number of locomotives and wagons in the train and can be quite large (about 50 or more). In addition, the vibrations of the liquid cargo in the tanks lead to the appearance of additional degrees of freedom. Therefore, an important task that arises when drawing up a train calculation scheme is to build a fairly simple mathematical model of a single tank wagon, which

цистерни, яка давала б змогу отримати розв'язання задачі з необхідною точністю.

Гідродинамічні рівняння поздовжніх коливань цистерни, частково заповненої рідким вантажем, можна записати у вигляді [17]:

$$\begin{aligned}(m^0 + m)\ddot{x} - \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_n \ddot{s}_n &= P; \\ \mu_n (\ddot{s}_n + \omega_n^2 s_n) - \lambda_n \ddot{x} &= 0 \\ (n = 1, 2, 3, \dots).\end{aligned}\tag{1.3}$$

Тут уведено позначення: m^0 – маса порожньої цистерни; m – маса рідини; ω_n – n -на власна частота коливань рідини; P – зовнішня сила; x – переміщення цистерни; s_n – узагальнена координата; λ_n і μ_n – приєднані маси рідини за n -ої форми коливань (гідродинамічні коефіцієнти), які визначають за формулами:

would allow us to obtain a solution to the problem with the required accuracy.

Hydrodynamic equations of longitudinal vibrations of a tank wagon partially filled with liquid cargo can be written as [17]:

The following designations are introduced here: m^0 – mass of an empty tank wagon; m – mass of the liquid; ω_n – n^{th} natural frequency of liquid vibrations; P – external force; x – displacement of the tank wagon; s_n – generalized coordinate; λ_n and μ_n – attached masses of the liquid according to the n^{th} form of vibration (hydrodynamic coefficients), which are determined by the formulas:

$$\begin{aligned}\lambda_n &= \rho \int_S x^* \frac{\partial \varphi_n^*}{\partial z^*} ds; \\ \mu_n &= \frac{\rho g}{\omega_n^2} \int_{\Sigma} \left(\frac{\partial \varphi_n^*}{\partial z^*} \right)^2 ds,\end{aligned}\tag{1.4}$$

де ρ – масова густина рідини; g – прискорення вільного падіння; $\varphi_n^* = \varphi_n(x^*, y^*, z^*)$ – власні функції крайової задачі про коливання рідини в нерухомій порожнині.

where ρ – the mass density of the liquid; g – acceleration of gravity; $\varphi_n^* = \varphi_n(x^*, y^*, z^*)$ – eigenfunctions of the boundary value problem of fluid vibrations in a stationary cavity.

Якщо умову нормування для функції $\varphi_n(x^*, y^*, z^*)$ взяти у вигляді

If the normalization condition for the function $\varphi_n(x^*, y^*, z^*)$ is taken as

$$\frac{\partial \varphi_n(x_c^*, y_c^*, z_c^*)}{\partial z^*} \Big|_{\Sigma} = 1, \quad (1.5)$$

то узагальнена координата s_n являє собою зміщення фіксованої точки рідини з координатами (x_c^*, y_c^*) , що знаходиться на лінії перетину вільної Σ та змоченої S поверхонь.

then the generalized coordinate s_n is the displacement of a fixed point of the liquid with coordinates (x_c^*, y_c^*) located on the line of intersection of the free Σ and S wetted surfaces.

Щоб розв'язати систему рівнянь (1.3), необхідно визначити гідродинамічні коефіцієнти λ_n і μ_n . Визначення цих коефіцієнтів являє собою самостійну задачу математичної фізики, яка зводиться, в основному, до знаходження власних частот і побудови власних функцій крайової задачі для складових потенціалу переміщень або швидкостей частинок рідини.

To solve the system of equations (1.3), it is necessary to determine the hydrodynamic coefficients λ_n and μ_n . The determination of these coefficients is an independent problem of mathematical physics, which is reduced mainly to finding the eigenfunctions and constructing the eigenfunctions of the boundary value problem for the components of the displacement potential or velocities of liquid particles.

У результаті розв'язання зазначеної задачі для порожнини, що має форму котла залізничної цистерни, визначають наближені значення гідродинамічних коефіцієнтів λ_n і μ_n (приєднаних мас рідини), які залежать від нормування власних векторів. Інваріантні характеристики рідкого заповнення можна отримати, якщо використовувати механічний аналог твердого тіла

As a result of solving this problem, approximate values of hydrodynamic coefficients λ_n and μ_n (attached liquid masses), which depend on the normalization of eigenvectors, are determined for a cavity shaped like a railway tank. Invariant characteristics of liquid filling can be obtained by using a mechanical analog of a solid with a cavity partially filled with liquid.

з порожниною, частково заповненою рідиною.

З урахуванням введених вище припущень структура лінеаризованих гідродинамічних рівнянь руху системи цистерна-рідина дає змогу використовувати підхід, за яким коливання рідини, що частково заповнює котел, ототожнюються з коливаннями механічної системи зі скінченним числом ступенів свободи. У цьому разі вихідну систему цистерна-рідина можна представити у вигляді деякого еквівалентного твердого тіла з прикріпленими до нього осциляторами. За певного вибору параметрів еквівалентного тіла й осциляторів така система є точним механічним аналогом вихідного тіла з рідинним заповненням.

Рівняння руху такого механічного аналога мають вигляд:

$$\begin{aligned} (m_0 + \sum_{n=1}^{\infty} m_n) \ddot{x} - \sum_{n=1}^{\infty} m_n \ddot{q}_n &= F; \\ \ddot{q}_n + \frac{c_n}{m_n} q_n - \ddot{x} &= 0. \end{aligned} \quad (1.6)$$

Тут x – абсолютне переміщення маси m_0 ; q_n – переміщення маси m_n відносно маси m_0 ; c_n – жорсткість n -ої пружини.

Порівняння систем рівнянь (1.6) і (1.3) показує, що вони

Considering the assumptions introduced above, the structure of linearized hydrodynamic equations of motion of the tank-liquid system allows us to use an approach in which the vibrations of the liquid partially filling the tank are identified with the vibrations of a mechanical system with a finite number of degrees of freedom. In this case, the initial tank-liquid system can be represented as some equivalent solid with oscillators attached to it. With a certain choice of parameters of the equivalent body and oscillators, such a system is an exact mechanical analog of the original liquid-filled body.

The equations of motion of such a mechanical analog have the form:

Here x – absolute displacement of mass m_0 ; q_n – displacement of mass m_n relative to mass m_0 ; c_n – stiffness of the n^{th} spring.

A comparison of the systems of equations (1.6) and (1.3) shows that

тотожно збігаються, якщо використати лінійне перетворення і параметри моделі вибрати так:

they coincide identically if we use a linear transformation and choose the model parameters as follows:

$$\begin{aligned} m_0 &= m^0 + m - \sum_{n=1}^{\infty} m_n; \\ m_n &= \frac{\lambda_n^2}{\mu_n}; \\ \omega_n^2 &= \frac{c_n}{m_n}; \\ F &= P. \end{aligned} \tag{1.7}$$

В (1.7) величини m_n і ω_n не залежать від нормування (1.5) і є інваріантними механічними характеристиками рідкого заповнення. Ці характеристики надалі використовуються під час розгляду руху цистерн із рідким вантажем.

Чотирирівісна вагон-цистерна DEC типу 406R має об'єм 61,2 м³, радіус R і довжину L котла відповідно 1,41 і 10,3 м, і заповненої метанолом із густиною $\rho = 0,79$ т/м³ з експлуатаційним недоливом $h = 0,38$ м (що відповідає загальній масі метанолу в котлі 44 т). У результаті розв'язання гідродинамічного завдання одержано параметри механічного аналога цистерни, зведені в табл. 1.2.

In (1.7), the values m_n and ω_n do not depend on normalization (1.5) and are invariant mechanical characteristics of liquid filling. These characteristics are further used when considering the movement of tank wagon with liquid cargo.

DEC four-axle tank wagon type 406R has a volume of 61.2 м³, radius R and length L of the tank, respectively, 1.41 and 10.3 m and filled with methanol with a density $\rho = 0.79$ т/м³ with an operational under-filling $h = 0.38$ m (which corresponds to the total mass of methanol in the tank of 44 т). As a result of solving the hydrodynamic problem, the parameters of the mechanical analog of the tank are obtained, summarized in Table 1.2.

Таблиця 1.2

Параметри механічного аналога вагона-цистерни типу 406R
Table 1.2
Parameters of the mechanical analogue of a 406R tank wagon

Номер тону коливань n / Tone number vibrations n	Власна частота ω_n , 1/с / Natural frequency ω_n , 1/s	Наведена маса m_n , т / Given mass m_n , t	Наведена жорсткість c_n , кН/м / Given stiffness c_n , kN/m
1	1,614	30,3	78,98
2	3,428	1,69	19,82
3	4,381	0,36	6,85

Отриману в такий спосіб дискретну механічну модель цистерни, частково заповненої рідким вантажем, використано для дослідження перехідних режимів руху комбінованих поїздів.

При дослідженнях динаміки комбінованих поїздів розглядалися 5 базових схем формування складу з 60-ти вагонів, коли група вагонів-цистерн DEC складається з 30-ти, 20-ти, 10-ти, 5-ти та 2-х одиниць [18]. При цьому кількість напіввагонів Українських залізниць (УЗ) відповідно дорівнює 30, 40, 50, 55 і 58. Загальна маса досліджуваного поїзда становить близько 4500 т, довжина – 750 м.

У розрахунковій схемі поїзда локомотив представлено у вигляді однієї зосередженої маси, до якої у разі рушання

The discrete mechanical model of a tank wagon partially filled with liquid cargo obtained in this way is used to study the transient modes of movement of combined trains.

When studying the dynamics of combined trains, 5 basic schemes for forming a composition of 60 wagons were considered, when a group of the DEC tank wagons consists of 30, 20, 10, 5 and 2 units [18]. At the same time, the number of open wagons (gondolas) of Ukrainian Railways (UZ) is 30, 40, 50, 55 and 58, respectively. The total weight of the train under study is about 4500 tons, the length is 750 m.

In the design scheme of the train, the locomotive is represented as a single concentrated mass, to which, when the train starts from a standstill, a traction force is applied

поїзда з місця прикладена сила тяги F_T , що наростає від нуля до свого максимального значення за деякий проміжок часу Δt . Вагони з нерухомими вантажами також представлені у вигляді зосереджених мас m_i . Цистерни з рідкими вантажами представлені у вигляді основних еквівалентних твердих тіл кожне масою m_i , до яких прикріплені рухомі маси m_{ij} за допомогою пружно-в'язких елементів з жорсткістю c_{ij} і коефіцієнтом демпфування β_{ij} .

Рух такої механічної системи описується системою звичайних нелінійних диференціальних рівнянь:

F_T , increasing from zero to its maximum value over a certain period of time Δt . Wagons with fixed loads (gondolas) are also presented in the form of concentrated masses m_i . Tank wagons with liquid cargo are represented as basic equivalent solids with each mass m_i , to which moving masses m_{ij} are attached by means of elastic-viscous elements with rigidity c_{ij} and damping coefficient β_{ij} .

The motion of such a mechanical system is described by a system of ordinary nonlinear differential equations:

$$\left. \begin{aligned} \dot{V}_i &= \frac{1}{m_i} (S_i - S_{i+1} - \sum_{j=1}^{n^*} S_{ij} + F_i^*); \\ \dot{q}_i &= V_{i-1} - V_i; \\ \dot{V}_{ij} &= \frac{1}{m_{ij}} (S_{ij} + F_{ij}); \\ \dot{q}_{ij} &= V_i - V_{ij}; \\ i &= \overline{1, n}; j = \overline{1, n^*}; S_1 = S_{n+1} = 0; q_1 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

У рівняннях (1.8) V_i , V_{ij} – швидкості руху мас m_i і m_{ij} ; q_i і q_{ij} – їх відносні переміщення; S_i і S_{i+1} – сили, що діють на i -й вагон з боку сусідніх вагонів; S_{ij} – сили взаємодії мас m_i і m_{ij} ; F_i^* , F_{ij}^* – зовнішні сили, що діють на екіпажі та рухомі маси; n^* – число врахованих тонів коливань

In equations (1.8) V_i , V_{ij} – velocities of movement of masses m_i and m_{ij} ; q_i and q_{ij} – their relative movements; S_i and S_{i+1} – forces acting on the i^{th} wagon from adjacent wagons; S_{ij} – forces of interaction of masses m_i and m_{ij} ; F_i^* , F_{ij}^* – external forces acting on vehicles and moving masses; n^* –

рідкого вантажу в котлах цистерн, яке при дослідженнях перехідних режимів руху поїздів зазвичай приймається $n^* = 1$. Систему рівнянь (1.8) слід інтегрувати за наступних початкових умов:

$$V_1(0) = V_{10}; q_i(0) = q_{i0}; V_{ij}(0) = V_{ij0}; q_{ij}(0) = q_{ij0}. \quad (1.9)$$

У праві частини рівнянь (1.8) входять функції $F_i^*(t, q_i, V_i)$ та $S_i(q_i, \dot{q}_i)$, що описують відповідно збурювальні сили та силові характеристики нелінійних деформованих елементів міжвагонних з'єднань. Зовнішні сили F_i^* що діють на i -й екіпаж, в загальному випадку можуть бути представлені у вигляді

$$F_i^* = F_T + B_i + P_i + W_i, \quad (1.10)$$

де F_T – сила тяги локомотива; B_i – гальмівна сила, прикладена до i -го екіпажу; P_i – складова сили тяжіння i -го екіпажу під час руху похилою ділянкою шляху; W_i – сила основного опору руху i -го екіпажу [19, 20]. Сила основного опору поступальному руху дорівнює:

$$W_i = m_i g w_{0i}, \quad (1.11)$$

де w_{0i} – питомий опір руху i -го екіпажу. Основний питомий опір

the number of tones of vibrations of liquid cargo in tanks taken into account, which is usually assumed $n^* = 1$ in studies of transient modes of train movement. The system of equations (1.8) should be integrated under the following initial conditions:

The right-hand sides of equations (1.8) include functions $F_i^*(t, q_i, V_i)$ and $S_i(q_i, \dot{q}_i)$ describing, respectively, the perturbation forces and force characteristics of nonlinear deformed elements of inter-wagon connections. External forces F_i^* acting on the i^{th} vehicles, in general, can be represented as

where F_T is the locomotive's traction force; B_i – the braking force applied to the i^{th} vehicles; P_i – the component of the gravity of the i^{th} vehicle when driving on an inclined section of the track; W_i – the force of the main resistance to the movement of the i^{th} vehicles [19, 20]. The force of the main resistance to translational motion is equal to:

where w_{0i} – the resistivity of the movement of the i^{th} vehicles. The

руху локомотива при включеній тязі визначався за формулою [16]:

main resistivity of the locomotive movement when traction is switched on was determined by the formula [16]:

$$w_{0i} = 1,9 + 0,01V_i + 0,0003V_i^2, \quad (1.12)$$

Питомий опір руху цистерн визначався за формулою

The resistivity of the tank wagons was determined by the formula

$$w_{0i} = 0,7 + (8 + 0,1V_i + 0,0025V_i^2) / \overline{q_0}. \quad (1.13)$$

В формулах (1.12) і (1.13) V_i – швидкість руху в км/год, q_0 – навантаження на вісь в тс.

In formulas (1.12) and (1.13) V_i – speed in km/h, q_0 – axle load in tonnes-force.

Характеристика міжвагонного з'єднання, обладнаного гвинтовим зчепленням, що являє собою залежність між відносним переміщенням двох сусідніх цистерн і силою в амортизаційних пристроях, приймалася згідно з реальними характеристиками еластомерних амортизаторів типу KZE-5-R2 або гумовометалевих амортизаторів типу 5ZW, які працюють на розтягування, та буферів категорії С, які працюють на стискання. Під час проведення розрахунків бралось до уваги, що з'єднання локомотива з першою цистерною забезпечується автозчепленням типу СА-3 з поглинаючими апаратами упругофрикційного типу. Моделювання характеристик міжвагонних з'єднань здійснювалось з використанням загальноприйнятої методики [19].

The characteristic of the inter-wagon joint equipped with a screw coupling, which is the relationship between the relative movement of two adjacent tank wagons and the force in the shock absorbers, was taken according to the actual characteristics of elastomeric shock absorbers of the KZE-5-R2 type or rubber-metal shock absorbers of the 5ZW type, which work on stretching, and buffers of Category C, which work on compression. During the calculations, it was taken into account that the connection of the locomotive with the first tank is provided by automatic coupling of the SA-3 type with absorbing devices of the elastic friction type. Modelling of the characteristics of inter-wagon connections was carried out using the generally accepted method [19]. The solution of the system of

Рішення системи нелінійних диференціальних рівнянь (1.8) проводилося з використанням чисельних методів типу прогнозу-корекція визначалися найбільші значення поздовжніх прискорень вагонів, а також поздовжніх зусиль, які діють на вагони з боку зчіпних пристроїв під час рушання поїзда з місця і гальмування.

Для кожної базової схеми формування поїзда розглядалися два варіанти розміщення групи цистерн DEC: у голові або хвості складу. У свою чергу для кожного розрахункового варіанта розглядали два підваріанти: частина поїзда, що складається з вагонів колії 1520 мм і обладнана автозчіпними пристроями типу СА-3, попередньо розтягнута або стиснута.

1.1.3.2. Моделювання режиму рушання з місця комбінованих поїздів. Під час дослідження режиму рушання з місця поїзда припускали, що розташований у голові поїзда локомотив здатний розвивати максимальну силу тяги $F_{Tmax} = 400$ кН. Сила тяги локомотива змінюється зі зміною швидкості руху відповідно до тягової характеристики, яку під час обчислень зручно апроксимувати кусочно-лінійною функцією. Водночас, якщо досліджуються найбільші поздовжні сили, що виникають

nonlinear differential equations (1.8) was carried out using numerical methods of the forecast-correction type. The largest values of longitudinal accelerations of wagons, as well as longitudinal forces acting on wagons from the coupling devices during the starting of the train from a standstill and braking, were determined.

For each basic train formation scheme, two options were considered for placing a group of DEC tank wagons: in the head or tail of the train. In turn, two sub-options were considered for each calculation option: a part of the train consisting of wagons of 1520 mm gauge and equipped with automatic coupling devices of the SA-3 type, pre-stretched or compressed.

1.1.3.2. Simulation the starting off from the place mode of combined trains. During the study of the starting off mode of the train, it was assumed that the locomotive located in the head of the train is able to develop a maximum traction force $F_{Tmax} = 400$ kN. The traction force of the locomotive changes with a change in the speed of movement in accordance with the traction characteristic, which is convenient to approximate with a piecewise linear function during calculations. At the same time, if the largest longitudinal forces

під час рушання поїзда з місця, то можна обмежитися розглядом відносно короткого інтервалу часу, протягом якого сила тяги локомотива наростає від нуля до свого найбільшого значення $F_{T\max}$ за законом [16]

$$F_T(t) = F_{T\max} [1 - \exp(-\gamma t)], \quad (1.14)$$

де γ – коефіцієнт, що характеризує темп наростання сили тяги. У цьому дослідженні розрахунки проводилися для випадків наростання сили тяги до свого максимального значення за 5, 10 і 15 секунд. Передбачалося, що в момент рушання з місця поїзд перебуває на горизонтальній ділянці колії й сили в міжвагонних з'єднаннях дорівнюють нулю.

Характерні розподіли по довжині комбінованих поїздів найбільших значень поздовжніх зусиль у міжвагонних з'єднаннях і поздовжніх прискорень напіввагонів і цистерн показано на рис. 1.10. Суцільними лініями показано розподіл найбільших значень поздовжніх сил і прискорень, отриманий під час набору сили тяги за 5 секунд, штриховими лініями – за 10 секунд, крапками – за 15 секунд. Наведені дані відповідають випадку розміщення 30-ти цистерн DEC у голові поїзда.

arising when the train is moving from a standstill are studied, then it is possible to limit ourselves to considering a relatively short time interval during which the locomotive traction force increases from zero to its greatest value $F_{T\max}$ according to the law [16]

where γ – the coefficient that characterizes the rate of increase in the traction force. In this study, calculations were performed for cases where the traction force increased to its maximum value in 5, 10, and 15 seconds. It was assumed that at the time of starting, the train is on a horizontal section of track and the forces in the inter-wagon connections are zero.

The characteristic distributions over the length of combined trains of the highest values of longitudinal forces in inter-wagon connections and longitudinal accelerations of gondolas and tanks are shown in Fig. 1.10. The solid lines show the distribution of the largest values of longitudinal forces and accelerations obtained during the set-up of traction force in 5 seconds, dashed lines – in 10 seconds, dots – in 15 seconds. These data correspond to the case of placement of 30 DEC tank wagons at the head of the train.

Загалом аналіз результатів динамічних розрахунків, проведених для режиму рушання з місця комбінованих поїздів, показує, що за рівнем поздовжніх зусиль, які діють на цистерни типу 406R, і поздовжніх прискорень цистерн найкращими є такі схеми формування поїзда, за яких групу від 2-х до 30-ти цистерн розміщено в хвостовій частині поїзда. Найбільші значення поздовжніх сил у міжвагонних з'єднаннях цистерн при цьому не перевищують 700 кН для попередньо стислого поїзда і 300 кН для розтягнутого. Водночас необхідно зазначити, що за таких схем формування перша за ходом руху цистерна зазнає підвищених прискорень, що сягають $18...20 \text{ м/с}^2$, а також підвищеного навантаження поздовжніми силами у випадках зрушення з місця попередньо стиснутого поїзда. Якщо група цистерн розташована в голові поїзда і кількість цистерн перевищує 10...12, то в цих випадках під час швидкого набору сили тяги можуть виникати розтягувальні поздовжні зусилля, що перевищують допустимі 850 кН. У разі розміщення невеликої групи від 2-х до 10-ти цистерн у головній частині поїзда набір сили тяги локомотива має здійснюватися не швидше, ніж за 15...20 с до максимального значення, що не перевищує 400 кН.

In general, the analysis of the results of dynamic calculations performed for the starting mode of combined trains shows that according to the level of longitudinal forces acting on tanks of type 406R, and longitudinal accelerations of tank wagons, the best are such schemes of train formation, in which a group from 2 to 30 tank wagons is placed in the tail section of the train. The highest values of longitudinal forces in inter-wagon connections of tank wagons do not exceed 700 kN for a pre-compressed train and 300 kN for a stretched one. At the same time, it should be noted that under such formation schemes, the first tank wagon in the course of movement undergoes increased accelerations, reaching $18...20 \text{ m/s}^2$, as well as increased load by longitudinal forces in cases of movement from a standstill of a pre-compressed train. If a group of tank wagons is located at the head of the train and the number of tank wagons exceeds 10...12, then in these cases, during the rapid gain of traction force, tensile longitudinal forces exceeding the permissible 850 kN may occur. If a small group from 2 to 10 tank wagons is placed in the head of the train, the locomotive's traction force must be set-up no faster than 15...20 seconds to a maximum value not exceeding 400 kN.

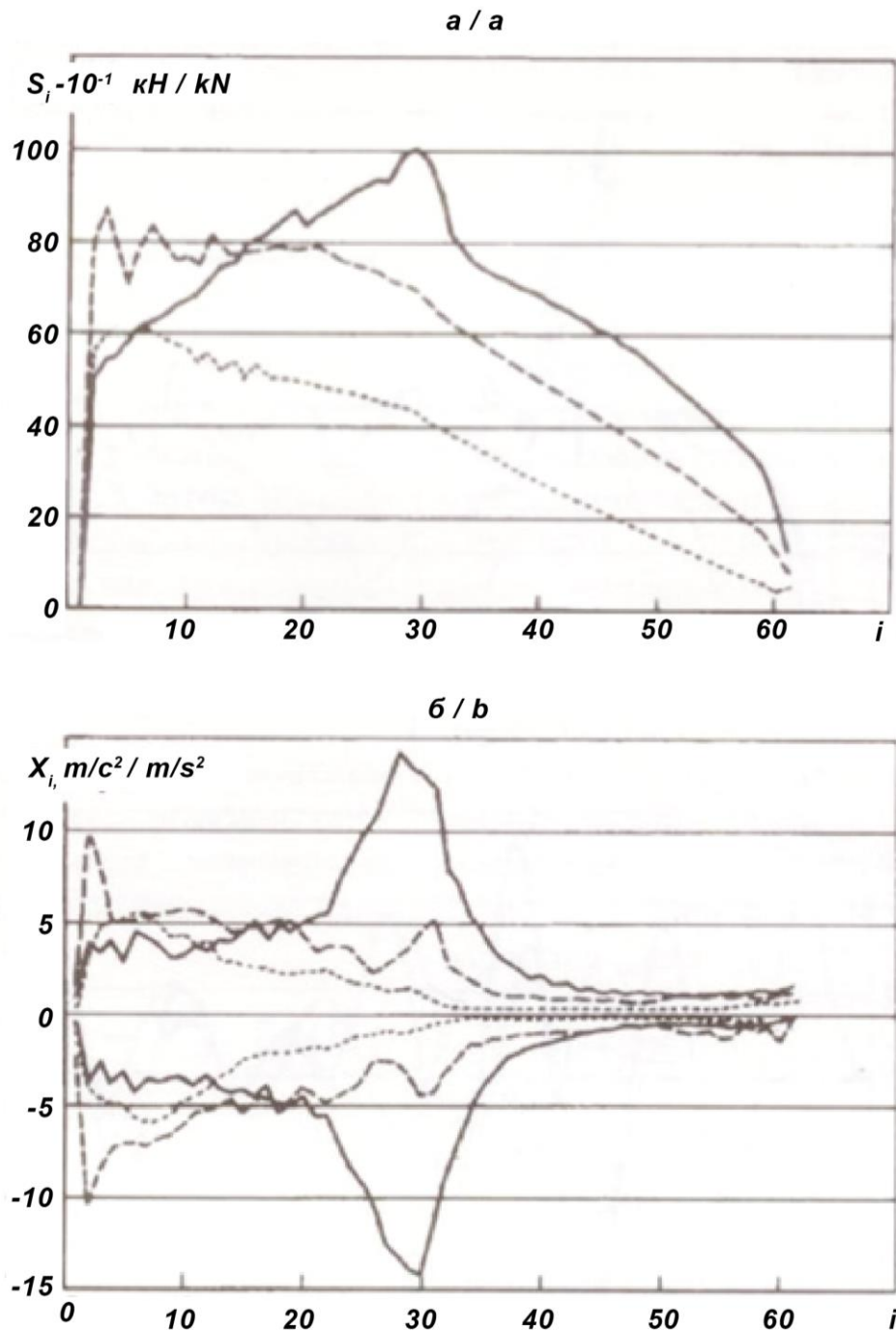


Рис. 1.10. Розподіли по довжині комбінованих поїздів найбільших значень поздовжніх зусиль (а) і поздовжніх прискорень напіввагонів і вагонів-цистерн (б)

Fig. 1.10. Distributions by length of combined trains of the highest values longitudinal forces (a) and longitudinal accelerations of gondolas and tank wagons (b)

1.1.3.3. Моделювання екстреного гальмування неоднорідних поїздів. Розрахунки динамічної навантаженості вагонів-цистерн

1.1.3.3. Simulation of emergency braking of non-uniform trains. Calculations of the dynamic load of tank wagons of type 406R as part

типу 406R у складі комбінованих поїздів, сформованих із напіввагонів УЗ і цистерн DEC, проводили для режиму екстреного гальмування, оскільки у випадках повного службового або регульовального гальмування поздовжні навантаження на вагони, як правило, менші.

Під час виконання розрахунків екстрених гальмувань поїздів гальмівні сили, що діють на екіпажі, визначалися за формулою [16]:

$$B_i = -n_k \phi K_i(t) \sigma_0(t - t_1 - \tau_i) \text{sign} V_i, \quad (1.15)$$

де n_k – кількість гальмівних колодок; $\phi = \phi(V_i, K_i)$ – коефіцієнт тертя; $K_i(t)$ – сила натискання на одну гальмівну колодку; σ_0 – одинична функція; t_1 – час початку гальмування; τ_i – час, за який гальмівна хвиля прийде з головного до i -го перерізу; t – поточний час руху. Величина $\tau_{i=1} - \tau_i = l_i/c$, де l_i – довжина i -того екіпажу, c – швидкість поширення гальмівної хвилі.

Вид емпіричної функції коефіцієнта тертя колодки об колесо від швидкості руху та сили натискання колодки залежить від матеріалу колодки. Для композиційних колодок коефіцієнт тертя приймався за [16] у вигляді

of combined trains formed from UZ gondola wagons and DEC tank wagons were carried out for the emergency braking mode, since in cases of full service or adjustment braking, the longitudinal loads on the wagons are usually lower.

When performing calculations of emergency braking of trains, the braking forces acting on the vehicles were determined by the formula [16]:

where n_k – the number of brake shoes; $\phi = \phi(V_i, K_i)$ – coefficient of friction; $K_i(t)$ – the force of pressing on one brake shoe; σ_0 – a single function; t_1 – the time of braking start; τ_i – the time it takes for the brake wave to come from the main to the i^{th} section; t – the current driving time. The value $\tau_{i=1} - \tau_i = l_i/c$, where l_i is the length of the i^{th} vehicle, c – the speed of propagation of the braking wave.

The empirical function of the coefficient of friction of the shoe against the wheel depends on the speed of movement and the pressing force of the shoe depending on the material of the shoe. For composite shoes, the coefficient of friction was taken as [16] in the form

$$\varphi = 0,44 \frac{K_i + 20}{4K_i + 20} \frac{V_i + 150}{2V_i + 150}. \quad (1.16)$$

Закон зміни сили натискання на гальмівну колодку залежить від типу повітророзподільника та виду гальмування (екстрене, повне службове, регульовальне). Розрахунки проводилися для випадків екстреного гальмування комбінованих поїздів, у яких цистерни типу 406R обладнані повітророзподільниками з часом наповнення гальмівних циліндрів головного вагона 18 секунд, хвостового вагона 30 секунд. Швидкість поширення гальмівної хвилі $c = 295$ м/с, розрахункове натискання гальмівних колодок на одну вісь 70 кН. Екстрене гальмування здійснювалося на горизонтальній прямолінійній ділянці колії зі швидкості руху $V = 10$ км/год до повної зупинки поїзда.

На рис. 1.11 наведено результати моделювання у вигляді розподілів по довжині складу найбільших значень поздовжніх зусиль у міжвагонних з'єднаннях S_i і поздовжніх прискорень напіввагонів і цистерн $\ddot{x}_i$. У розглянутому випадку поїзд було складено з тридцяти цистерн DEC, розташованих у голові складу і тридцяти напіввагонів УЗ – у хвості. При цьому частина поїзда, що складалась з напіввагонів УЗ, перед початком

The law of changing the pressure force on the brake shoe depends on the type of air distributor and the type of braking (emergency, full service, adjustment). Calculations were carried out for cases of emergency braking of combined trains, in which tank wagons of type 406R are equipped with air distributors with a filling time of the brake cylinders of the head wagon 18 seconds, the tail wagon 30 seconds. The speed of propagation of the brake wave $c = 295$ m/s, the calculated pressure of the brake shoes on one axis is 70 kN. Emergency braking was carried out on a horizontal straight section of track at a speed of $V = 10$ km/h until the train came to a complete stop.

In Fig. 1.11 the results of simulation are presented in the form of length distributions of the composition of the largest values of longitudinal forces in inter-wagon joints S_i and longitudinal accelerations of gondolas and tanks $\ddot{x}_i$. In this case, the train consisted of thirty DEC tank wagons located at the head of the train and thirty UZ gondola wagons located at the tail. At the same time, part of the train, consisting of UZ gondola wagons, was in a stretched state before braking.

гальмування знаходилась у розтягнутому стані.

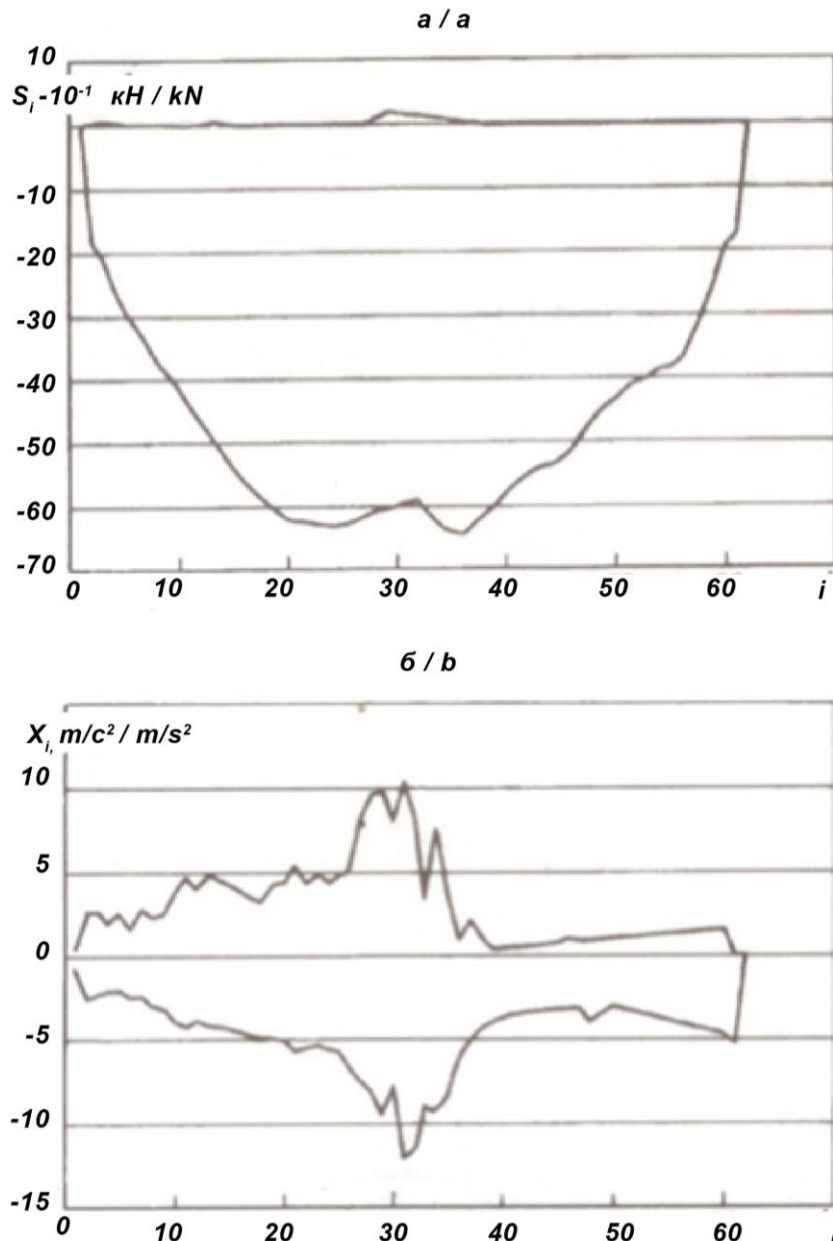


Рис. 1.11. Розподіли по довжині комбінованих поїздів найбільших значень поздовжніх зусиль (а) і поздовжніх прискорень напіввагонів і вагонів-цистерн (б)

Fig. 1.11. Distributions by length of combined trains of the highest values longitudinal forces (a) and longitudinal accelerations of gondolas and tank wagons (b)

Аналіз отриманих результатів за всіма розрахунковими варіантами дав змогу дійти висновку, що для забезпечення мінімального рівня поздовжніх

Analysis of the results obtained for all calculated variants allowed us to conclude that in order to ensure a minimum level of longitudinal forces acting on DEC tank wagons

сил, що діють на цистерни DEC, і прискорень цистерн під час екстреного гальмування поїзда найсприятливішими є варіанти розміщення групи від 10 до 30 цистерн у хвостовій частині поїзда, а також групи від 2-х до 20 цистерн у голові поїзда. У зазначених випадках поздовжні стискальні сили в міжвагонних з'єднаннях цистерн DEC не перевищують 700 кН незалежно від того, стиснута або розтягнута частина поїзда УЗ, а також від виду вантажу, що перевозиться.

Найбільшу навантаженість поздовжніми силами і прискореннями сприймає під час гальмування невелика група, що охоплює від 2-х до 5-ти цистерн типу 406R, розташована в хвості поїзда, в якому група вагонів УЗ перед початком гальмування перебувала в розтягнутому стані. Максимальні поздовжні стискальні сили, що діють на цистерни, при цьому досягають 1000...1150 кН, а найбільші поздовжні прискорення 25...28 м/с².

1.1.3.4. Динамічні випробування груп цистерн DEC в поїздах УЗ. На лінії LHS польських залізниць були проведені експериментальні дослідження динаміки комбінованого поїзда, складеного з груп цистерн фірми DEC і напіввагонів [21]. Об'єктами випробувань були групи з 5-ти, 10-ти, 15-ти і 28-ми

and wagon's accelerations during emergency braking of the train, the most favorable options are to place a group of 10 to 30 tanks in the tail section of the train, as well as a group of 2 to 20 tank wagons in the head of the train. In these cases, the longitudinal compressive forces in the inter-wagon connections of DEC tank wagons do not exceed 700 kN, regardless of whether the part of the UZ train is compressed or stretched, as well as the type of cargo being transported.

The greatest load of longitudinal forces and accelerations is perceived during braking by a small group covering from 2 to 5 tank wagons of type 406R, located in the tail section of the train, in which the group of UZ wagons was in a stretched state before braking. The maximum longitudinal compressive forces acting on the tank wagons reach 1000...1150 kN, and the largest longitudinal accelerations are 25...28 m/s².

1.1.3.4. Dynamic testing of DEC tank wagons groups in UZ trains. On the LHS line of Polish Railways, experimental studies of the dynamics of a combined train consisting of groups of DEC tank wagons and gondola wagons were conducted [21]. The objects of the tests were groups of 5, 10, 15 and 28 (30) tank wagons of the 406R

(30-ти) цистерн типу 406R на візках моделі 18-100. До особливостей технічного оснащення випробовуваних цистерн слід віднести також ту обставину, що поряд з обладнанням усіх буферних пристроїв еластомерними пружно-дисипативними елементами (амортизатори категорії С), поглинальні апарати автозчеплень крайніх у групах цистерн були виконані із застосуванням еластомеру (амортизатори типу 73ZW).

Відповідно до програми натурних випробувань був сформований дослідний зчеп з п'яти цистерн DEC завантажених водою, вагона-лабораторії, службового вагона рефрижераторної секції і трьох напіввагонів завантажених рудою. Під час підготовки до випробувань дослідний зчеп був обладнаний вимірювальними приладами.

На ст. Воля Барановська були підготовлені склади з 40-ка напіввагонів УЗ з рудою і 25 цистерн DEC з водою. З вказаних вагонів і дослідного зчепа у відповідності до програми випробувань складались поїзди, що включали групи цистерн DEC у кількості 5, 10, 15 і 28 (30) одиниць з одночасним виключенням відповідного числа піввагонів УЗ для утримання маси поїздів у межах від 4000 до 4500 т.

type with bogies of the 18-100 model. The features of the technical equipment of the tested tank wagons should also include the fact that along with the equipment of all buffer devices with elastomeric elastic-dissipative elements (category C shock absorbers), the absorbing devices of extreme auto couplings in tank groups were made using elastomer (type 73ZW shock absorbers).

In accordance with the full-scale testing program, an experimental rake was formed from five DEC tank wagons loaded with water, a laboratory wagon, a service wagon of the refrigerated section and three gondola wagons loaded with ore. During the preparation for the tests, the experimental rake was equipped with measuring devices.

At Wolya Baranovska station, trains of 40 UZ gondola wagons with ore and 25 DEC tank wagons with water were prepared. In accordance with the test programme, these wagons and the experimental rake were used to form trains comprising groups of 5, 10, 15 and 28 (30) DEC tank wagons, with the corresponding number of UZ gondola wagons excluded to keep the train weight within 4,000 to 4,500 tonnes.

На рис. 1.12 показано схеми формування складів для проведення дослідів із рушання з місця (рис. 1.12а) і гальмування (рис. 1.12б). Тут позначено: СВ – службовий вагон рефрижераторної секції; ВЛ – вагон-лабораторія.

Fig. 1.12 shows the schemes of forming trains for carrying out experiments on starting from a standstill (Fig. 1.12 a) and braking (Fig. 1.12 b). Here it is indicated: SW – service wagon of the refrigerated section; LW – laboratory wagon.

a/a

I	43 напіввагона УЗ / 43 UZ gondola wagons	СВ SW	ВЛ LW	5 цистерн DEC / 5 DEC tank wagons
II	40 напіввагонів УЗ / 40 UZ gondolas	СВ SW	ВЛ LW	10 цистерн DEC / 10 DEC tank wagons
III	37 напіввагонів УЗ / 37 UZ gondolas	СВ SW	ВЛ LW	15 цистерн DEC / 15 DEC tank wagons
IV	27 напіввагонів УЗ / 27 UZ gondolas	СВ SW	ВЛ LW	28 цистерн DEC / 28 DEC tank wagons

б/б

I	39 напіввагонів УЗ / 39 UZ gondolas	СВ SW	ВЛ LW	5 цистерн DEC / 5 DEC tank wagons
II	36 напіввагонів УЗ / 36 UZ gondolas	СВ SW	ВЛ LW	10 цистерн DEC / 10 DEC tank wagons
III	32 напіввагона УЗ / 32 UZ gondolas	СВ SW	ВЛ LW	15 цистерн DEC / 15 DEC tank wagons
IV	21 напіввагон УЗ / 21 UZ gondolas	СВ SW	ВЛ LW	30 цистерн DEC / 30 DEC tank wagons

Рис. 1.12. Схеми формування складів
Fig. 1.12. Train formation schemes

Найбільші зі значень виміряних величин під час рушення дослідних поїздів з місця спостерігалися в разі швидкого наростання сили тяги локомотива, коли частина поїзда, що складалася з напіввагонів УЗ, була стиснута. Дані, зареєстровані в зазначених експериментах, зведено в табл. 1.3, де в чисельнику наведені значення, отримані в дослідах із розташуванням цистерн DEC у голові поїзда, у знаменнику – у хвості.

The highest values of the measured quantities during the movement of the experimental trains from a standstill were observed in the case of a rapid increase in the locomotive traction force, when a part of the train consisting of UZ gondola wagons was compressed. The data recorded in these experiments are summarised in Table 1.3, where the numerator shows the values obtained in the experiments with the DEC tank wagons at the head of the train, and the denominator shows the values obtained in the tail.

Таблиця 1.3

Експериментальні дані у дослідах з рушення поїздів з місця

Table 1.3

Experimental data in experiments on starting trains from a standstill

Число цистерн DEC в поїзді / Number of DEC tank wagons in the train	Зусилля (кН) для цистерн DEC / Force (kN) for DEC tank wagons		Зусилля (кН) в автозчехах напіввагонів УЗ / Force (kN) in automatic couplers of UZ gondola wagons	Прискорення (частки g) цистерн DEC / Acceleration (fractions of g) of DEC tank wagons
	в гаках / in hooks	в автозчехах / in automatic couplers		
5	507 / 440	537 / 435	609 / 936	0,33 / 1,00
10	490 / 403	590 / 465	670 / 750	0,53 / 0,85
15	490 / 427	525 / 475	550 / 759	0,34 / 0,84
28	663 / 525	692 / 563	818 / 704	0,26 / 0,80

Досліди з гальмування проводили на різних за характеристиками поздовжнього профілю ділянках колії при розташуванні груп цистерн або в голові, або в хвості досліджуваних поїздів. Найбільші значення величин, вимірюваних під час різних видів гальмування, виникають у режимах екстреного та повного службового гальмувань. Екстремальні значення вимірюваних величин, що спостерігались в названих випадках, представлено в табл. 1.4.

Braking experiments were carried out on different sections of the track according to the characteristics of the longitudinal profile, when groups of tank wagons were located either in the head or in the tail of the studied trains. The largest values of the quantities measured during different types of braking, occur in the emergency and full service braking modes. The extreme values of the measured quantities observed in these cases are presented in Table 1.4.

Таблиця 1.4

Експериментальні дані у дослідях з гальмування поїздів

Table 1.4

Experimental data in train braking experiments

Число цистерн DEC в поїзді / The number of DEC tank wagons in the train	Зусилля (кН) для цистерн DEC / Force (kN) for DEC tank wagons		Зусилля (кН) в автозчепках напіввагонів УЗ / Force (kN) in automatic couplers of UZ gondola wagons	Хід (мм) буферів цистерн DEC / Stroke (mm) buffers DEC tank wagons
	в гаках / in hooks	в автозчепках / in automatic couplers		
5	25 / 325	585 / 363	716 / 736	47 / 29
10	30 / 103	301 / 432	437 / 542	35 / 37
15	45 / 212	497 / 416	481 / 349	42 / 38
30	55 / 265	499 / 493	616 / 839	40 / 39

Аналіз даних таблиць 1.3 і 1.4 дозволяє характеризувати рівень динамічного навантаження поздовжніми силами вагонів неоднорідного поїзда як допустимий.

Одночасно з проведенням експериментальних досліджень методами математичного моделювання за уточненими параметрами моделей проводились розрахунки поздовжніх зусиль в зчепних приладах комбінованого поїзда при перехідних режимах руху. За результатами зіставлення дослідних і розрахункових значень поздовжніх навантажень на цистерни і напіввагони під час рушання поїзда з місця і гальмуванні можна зробити висновок, що після коригування параметрів математичної моделі динаміки комбінованого поїзда отримано задовільне узгодження експериментальних і розрахункових даних. Отже, уточнену розрахункову модель динаміки неоднорідного поїзда можна використовувати для прогнозування динамічної навантаженості вагонів у складі комбінованих поїздів.

За результатами проведених випробувань і теоретичних досліджень зазначено, що безпечний рівень динамічної навантаженості цистерн DEC у поїздах УЗ забезпечується з умови, коли групи цистерн у кількості до 15 одиниць включно

The data analysis in Tables 1.3 and 1.4 allows us to characterize the level of dynamic load by the longitudinal forces of wagons of non-uniform trains as permissible.

Simultaneously with conducting experimental studies using mathematical modeling methods, calculations of longitudinal forces in the coupling devices of the combined train were carried out under the specified parameters of the models during transient modes of movement. Based on the results of comparing the experimental and calculated values of longitudinal loads on tank wagons and gondolas during the starting of the train from a standstill and braking, it can be concluded that after adjusting the parameters of the mathematical model of the dynamics of the combined train, a satisfactory agreement of experimental and calculated data was obtained. Thus, the refined calculation model of the dynamics of a non-uniform train can be used to predict the dynamic loading of wagons in combined trains.

Based on the results of the tests and theoretical studies, it was noted that the safe level of dynamic load of DEC tank wagons in UZ trains is ensured when groups of tanks up to 15 units inclusive are placed at the head of the train, and groups of more than 15 DEC tanks (up to 30 tanks) are placed at the tail of the

розміщуються в голові поїзда, а групи понад 15 цистерн DEC (до 30 цистерн) – у хвості поїзда. Встановлено, що гальмівне обладнання наданих для випробувань цистерн DEC за своїми характеристиками сумісне з гальмами вантажних вагонів колії 1520 мм. Їх спільна експлуатація можлива при дотриманні спеціальних інструктивних вказівок.

1.2. Перспективи розвитку технології AGCS

Останніми роками увагу дослідників у галузі транспортного сполучення між країнами, залізниці яких відрізняються за устроєм та конструкцією колій, привертають системи автоматичного переходу рухомим складом з колії однієї ширини на іншу під загальною назвою Automatic Gauge Changeover Systems (AGCS). Дослідженню та представленню таких систем присвячено численні праці, такі як, наприклад, [22-25].

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. Техніко-економічними дослідженнями

train. It is established that the braking equipment of DEC tank wagons provided for testing is compatible in its characteristics with the brakes of freight wagons of 1520 mm gauge. Their joint operation is possible in compliance with special instructions.

1.2. Prospects for the development of AGCS technology

In recent years, the attention of researchers in the field of transport links between countries whose railways differ in the structure and design of tracks has been attracted by automatic rolling stock transition systems from track of one gauge to another under the general name Automatic Gauge Changeover Systems (AGCS). Numerous works, such as, for example, [22-25], are dedicated to the study and presentation of these systems.

AGCS systems are designed to solve problems related to railway transportation on tracks of different standards. Compared to other methods, these systems are easier to adapt to changes in traffic flows and less harmful to the environment. Technical and economic studies have proved the feasibility of using AGCS systems

доведено доцільність застосування систем AGCS для міжнародних вантажних перевезень [26-28]. Тому останнім часом з актуалізацією інноваційних перевезень все більшої уваги приділяється проектам, спрямованим на розширене впровадження технологій AGCS [29]. У порівнянні з переставлянням вагонів застосування технології AGCS прискорить перехід рухомого складу з колії однієї ширини на іншу щонайменше у 40 разів [30].

1.2.1. 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, болгарська система БТ, польська SUW2000 і німецька DB AG/Rafil.

1.2.1.1. Система TALGO. 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) [24, 31, 32]. Ходові частини системи TALGO являють собою двоколісні візки,

for international cargo transportation [26-28]. Therefore, recently, with the actualization of innovative transportation, more and more attention has been paid to projects aimed at expanding the implementation of AGCS technologies [29]. In comparison with the rearrangement of wagons, the use of AGCS technology will accelerate the transition of rolling stock from track of one gauge to another by at least 40 times [30].

1.2.1. European AGCS systems

European systems for automatic crossing of rolling stock joints of 1435/1668 mm and 1435/1520 (1524) mm include: Spanish TALGO and BRAVA systems, Bulgarian BT system, Polish SUW2000 and German DB AG/Rafil.

1.2.1.1. TALGO system. Among the most practical AGCS systems for passenger rolling stock is the TALGO system (Spanish acronym «Tren Articulado Ligero Goicoechea Oriol» – light articulated train Goicoechea-Oriol; Alejandro Goicoechea and José Luis Oriol – founders of the company) [24, 31, 32]. The running gears of the TALGO system consists of two-wheeled bogies on which two adjacent wagons in a

на які спираються два сусідні у складі вагони (рис. 1.13). Колеса в таких візках обертаються незалежно одне від одного. Для належного вписування в криві ці візки оснащено системами радіальної установки коліс на півосях.

Перебудова ходових частин системи TALGO на потрібну ширину колії здійснюється на колісперевідних пристроях з розвантаженням коліс. 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.

train rest (Fig. 1.13). The wheels in such bogies rotate independently of each other. For proper curve negotiation, these bogies are equipped with systems for radial steering of wheels mounting on semi-axles.

Adjustment of the running gears of the TALGO system to the required track gauge is carried out on gauge changeover devices with wheels unloading. The main weight of this technology is to use water as a lubricant to reduce the sliding friction force of axle boxes when moving along the guides. At sub-zero temperatures, this leads to icing of the running gears, which requires additional measures to ensure motion safety.

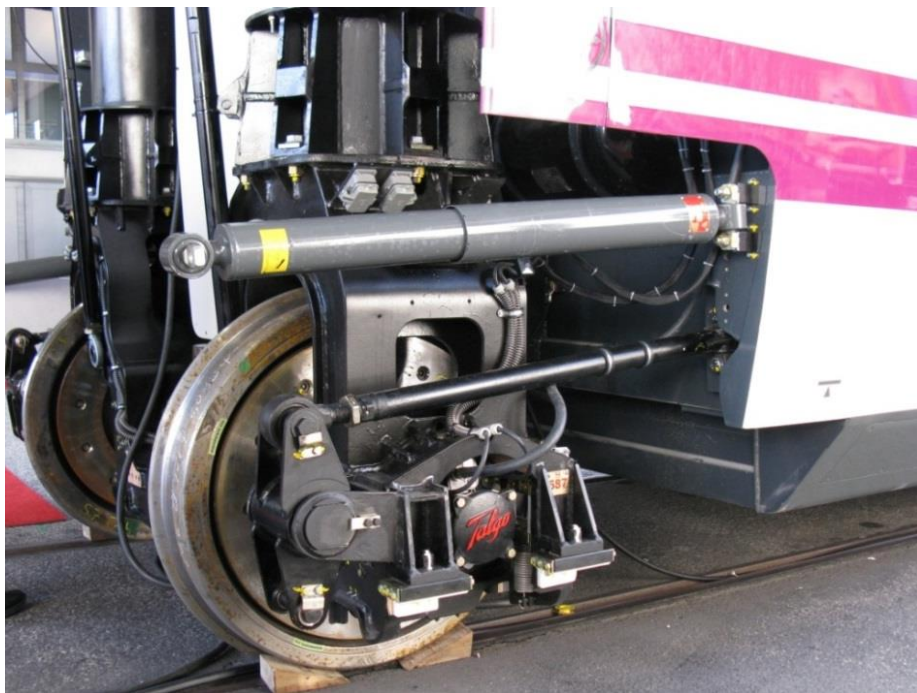


Рис. 1.13. Ходові частини системи TALGO
Fig. 1.13. Running gears of the TALGO system

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.

1.2.1.2. Система BRAVA. 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) [32]. 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

Since the late 60s of the last century, TALGO RD trains (Rueda Desplazable – «wheel that rearranges») provide non-stop communication between Spain and Switzerland and France. In addition, trains of this type perform domestic passenger transportation with the transition from the railway network of 1668 mm gauge to 1435 mm gauge and in the opposite direction.

1.2.1.2. BRAVA system. At the end of the last century, CAF developed a new automatic track gauge change system BRAVA (Bogie de Rodadura de Ancho Variable Autopropulsado – a self-propelled bogie of variable track gauge) [32]. This system is designed for both non-motor and traction rolling stock, which allows non-stop passage of trains through a gauge changeover device with speeds of up to 40 km/h. The maximum speed of trains equipped with BRAVA running gears is 250 km/h. During the certification tests, a speed of 293 km/h was reached, which is a world record for trains of this type.

As with the TALGO system, BRAVA bogies are converted to a different track when the wheels are unloaded. The gauge changeover devices of the TALGO and BRAVA systems are somewhat different. At the same time, a

TALGO і BRAVA дещо відрізняються. Водночас розроблено проєкт, 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.

1.2.1.3. Система БТ. В Болгарії конструкцію розсувної колісної пари (РКП) було запропоновано інженером Ніколою Гайдаровим [33]. Будову такої колісної пари подано на рис. 1.14. Кожне колесо через підшипники кочення змонтовано на рухомій гільзі. Гільзи з колесами попарно встановлені на загальній нерухомій порожнистій вісі і фіксуються від зсувів щодо осі зубчастим механізмом, який навантажено рамою візка. Колеса РКП даної конструкції обертаються відносно нерухомої вісі незалежно одне від одного.

project has been developed that allows these devices to be adjacent.

The running gears of the BRAVA system mainly consists of two sets of wheels that rotate around the bushings and can be rearranged along a non-rotating axle. The separation between the wheels is determined by the position of the bushings relative to the body axis. The lock-unlock mechanism works automatically, allowing the wheels to reach their position. In the case of drive axles, track differences are absorbed by the hollow shafts connecting the gearbox to the wheels, and in the case of trailer axles, they are absorbed by the wheels.

1.2.1.3. BT system. In Bulgaria, the design of a gauge change wheelset (GCW) was proposed by engineer Nikolai Gaidarov [33]. The structure of such a wheelset is shown in Fig. 1.14. Each wheel is mounted on a movable sleeve through rolling bearings. Sleeves with wheels are installed in pairs on a common fixed hollow axis and are fixed from displacements relative to the axis by a gear mechanism that is loaded with the bogie frame. The wheels of the GCW of this design rotate relative to the fixed axis independently of each other.

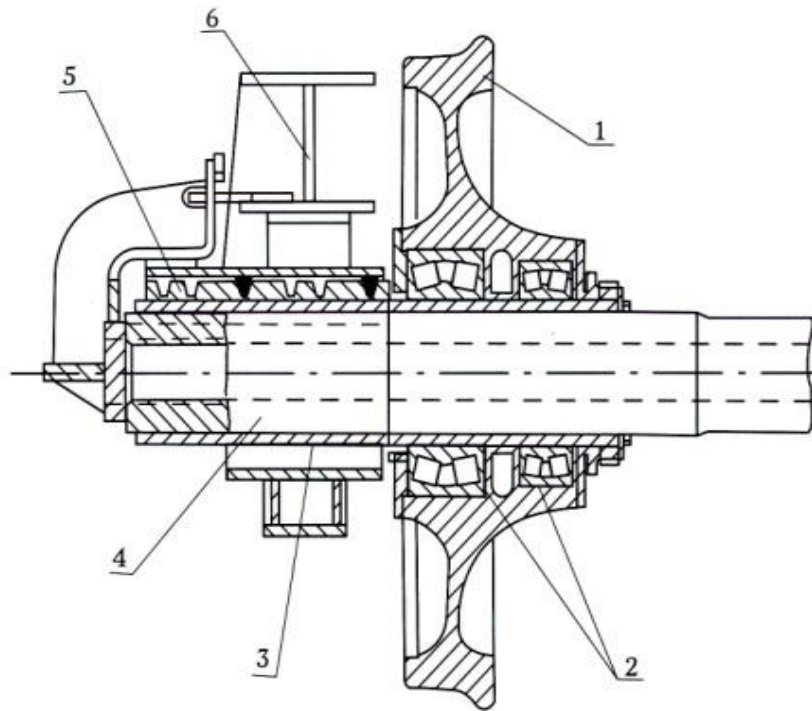


Рис. 1.14. Будова РКП системи БТ:

1 – колесо; 2 – підшипники; 3 – втулка; 4 – вісь; 5 – механізм блокування; 6 – рама візка

Fig. 1.14. Structure of GCW BT-System:

1 – wheel; 2 – bearings; 3 – bushing; 4 – axle; 5 – locking mechanism; 6 – bogie frame

Колісними парами системи Н. Гайдарова було обладнано стандартні візки типу Y25 з деякими конструктивними змінами (тип Y25 Lsd-2M). Для переходу таких візків з однієї колії на іншу використовуються спеціальні колійні перевідні пристрої-стенди рольгангового типу. При русі вагона на візках з РКП через перевідний стенд спочатку відбувається розвантаження коліс і розфіксація колісних гільз. Далі рейковими напрямними колеса встановлюються на потрібній

Standard Y25 bogies with some design changes (Y25 Lsd-2m type) were equipped with wheelsets of the N. Gaidarov. For the transition of such bogies from one track to another, special gauge changeover devices-stands of the roller gang type are used. When the wagon on bogies with GCW is moved through the transfer stand, the wheels are first unloaded and the wheel sleeves are unlocked. Next, the wheels are installed at the required distance from each other with rail guides. When the bogies leave the transfer stand, the wheels

відстані одне від одного. При виході візків з перевідного стенду колеса з гільзами фіксуються на вісі у новому положенні. Максимальна швидкість руху вагонів на ділянці колії з перевідним пристроєм може досягати 30 км/год.

Для перевірки можливості застосування РКП болгарського виробництва Львівською залізницею 1994 року було придбано 10 візків з колісними парами БТ. Цими візками було обладнано п'ятивагонну рефрижераторну секцію, яку піддавали динамічним та експлуатаційним випробуванням [34]. Працездатність механізму автоматичної зміни положення коліс відповідно до ширини колії перевірялася на перевідному пристрої, який знаходився на ст. Батево Львівської залізниці. За результатами ходових динамічних випробувань було виявлено ряд недоліків візків, через які вони не були допущені до експлуатації на залізницях України.

1.2.1.4. Система SUW2000. Варіанти системи розсувних колісних пар (РКП) для оснащення візків як пасажирських, так і вантажних вагонів вперше були запропоновані видатним польським конструктором Ришардом Маріа Сувальським під загальною назвою SUW2000

with sleeves are fixed on the axle in a new position. The maximum speed of wagons on a section of track with a transfer device can reach 30 km/h.

In 1994, Lviv Railway purchased 10 bogies with BT GCW to test the possibility of using Bulgarian-made wheelsets. These bogies were used to equip a five-wagon refrigerated section, which was subjected to dynamic and operational tests [34]. The operability of the mechanism for automatically changing the position of the wheels in accordance with the track gauge was checked on the transfer device, which was located at the Batevo station of the Lviv Railway. The results of the running dynamic tests revealed a number of deficiencies in the bogies that prevented them from being approved for use on Ukrainian Railways.

1.2.1.4. SUW2000 system. The variants of the system of the GCW for the equipment of the passenger wagons, as well as the freight wagons, were designed by the famous Polish designer Richard Maria Suwalski with the capital name SUW2000 [35]. The structure mechanism of the GCW SUW2000

[35]. Будову механізму РКП system is shown in Fig. 1.15. системи SUW2000 показано на рис. 1.15.

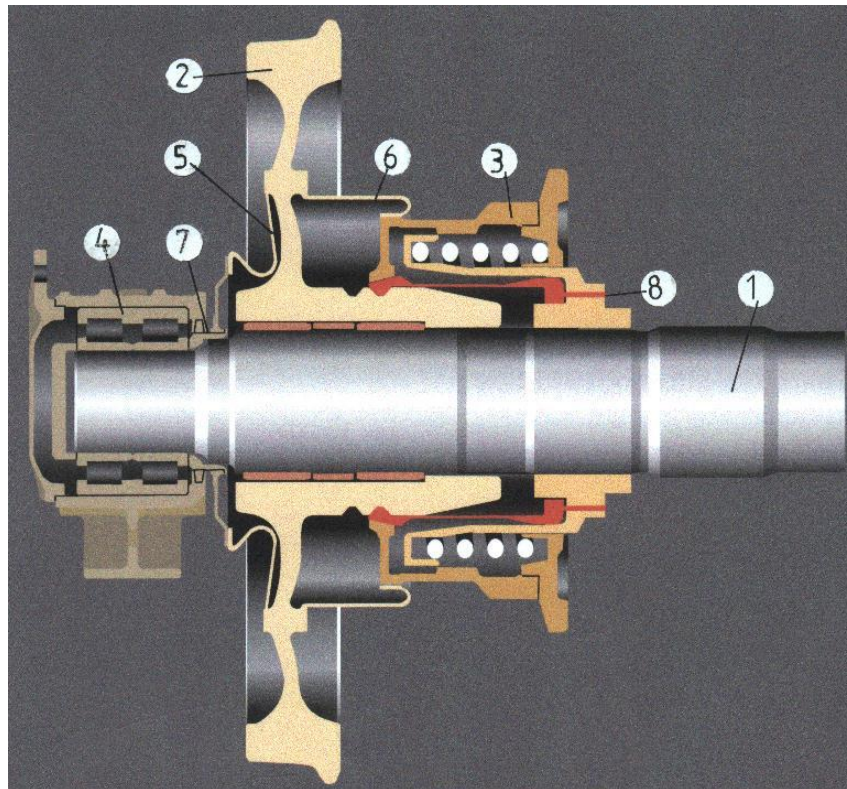


Рис. 1.15. Механізм РКП системи SUW2000:

1 – вісь; 2 – колесо; 3 – механізм блокування; 4 – буксовий вузол;
5 – кожух зовнішній; 6 – кожух внутрішній; 7 – упорне кільце;
8 – кріплення пружинистої втулки

Fig. 1.15. Mechanism of the SUW2000 GCW system:

1 – axle; 2 – wheel; 3 – locking mechanism; 4 – box assembly; 5 – external casing; 6 – internal casing; 7 – thrust ring; 8 – spring bushing attachment

Система SUW2000 включає рухомий склад на візках з РКП і колієперевідний пристрій, який виготовляється з типових елементів стрілочних переводів (рис. 1.16). Загальна довжина перевідного пристрою дорівнює 27,1 м. Таким чином, при проходженні вагона колієперевідним пристроєм, наприклад, зі швидкістю руху 30

The SUW2000 system includes rolling stock on bogies with GCW and a gauge changeover device, which is made from standard elements of switches (Fig. 1.16). The total length of the transfer device is 27.1 m. Thus, when a wagon passes through a gauge changeover device, for example, at a speed of 30 km/h, the rearrangement process takes only

км/год, процес перестановки займає всього 3,25 секунд.

Перший (презентаційний) рейс поїзда, у складі якого знаходились вагони з РКП системи SUW2000, відбувся у квітні 2000 року. 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.

3.25 seconds.

The first (presentation) run of the train, which included wagons with GCW of SUW2000 system, took place in April 2000. In accordance with the joint decision of Ukrzaliznytsia and JSC PKP, a Ukrainian-Polish group of experts was formed in September 2000 to study the conditions for joint operation of wagons with wheelsets of the SUW2000 system. Dynamic running tests of wagons on Polish-made bogies with GCW were carried out in July 2001 at the Lviv Railway. Based on the results of the analysis of experimental data, it is concluded that the movement of wagons is assessed as excellent.



Рис. 1.16. Колієперевідний пристрій системи SUW2000
Fig. 1.16. Gauge changeover device of the SUW2000 system

2003 року на ст. Мостиська-2 був встановлений коліє-перевідний пристрій (рис. 1.16). З грудня того ж року розпочалася експериментальна експлуатація пасажирського 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 [36-40]. Доцільність застосування цієї системи доведена відповідними техніко-економічними розрахунками [26, 27, 41]. Обнадійливі результати досліджень і вжиті заходи щодо забезпечення безпеки руху дають підставу для допуску до штатної роботи вагонів на візках із розсувними колісними парами системи SUW2000.

1.2.1.5. Система DB AG/Rafil. В ФРН розроблено РКП типу DB AG/Rafil [25], яка за принципом

In 2003, a gauge changeover device was installed at Mostyska-2 Station (Fig. 1.16). Since December of the same year, experimental operation of a passenger train consisting of wagons with the GCW of SUW2000 system on the route Kyiv-Lviv-Kraków began. Due to the failure of the locking mechanism of one of the wheelsets, which led to a traffic accident, in September 2006, the operation of the train was suspended. After improving and bringing the wheel locking mechanism to a high level of reliability, at the end of May 2009, experimental operation of trains was resumed on the Lviv-Kraków-Wrocław route.

The process of development and implementation of the SUW2000 system was accompanied by comprehensive research [36-40]. The feasibility of using this system has been proved by relevant technical and economic calculations [26, 27, 41]. The encouraging results of the research and the measures taken to ensure traffic safety give grounds for the admission of wagons on bogies with SUW2000 gauge change wheelsets to regular operation.

1.2.1.5. DB AG/Rafil system. Germany has developed a DB AG/Rafil GCW [25], which is

дії аналогічна колісній парі системи SUW2000 (рис. 1.17). 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 Ilseburg 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.

Розсувними колісними парами типу DB AG/Rafil обладнуються візки типу Y25 Lsd1. Конструкція візка відповідає структурі візка типу Y25, але раму уширено, щоб збільшити відстань між осями бокових балок до 2036 мм для забезпечення роботи на коліях шириною 1520 мм і 1524 мм. Для зміни ширини колії вагон на візках Y25 Lsd1 переміщається зі швидкістю до 15 км/год через колієперевідний пристрій. і далі може продовжити свою подорож без затримки на новій колії.

Вагони з колісними парами DB AG/Rafil Typ V були успішно випробувані в перебігу кілька років у різних країнах і в різних кліматичних умовах (від Іспанії до Швеції/Фінляндії). Ці колісні пари універсальні і можуть бути використані в будь-яких

similar in principle to the wheelsets of the SUW2000 system (Fig. 1.17). The development of the first variants of this system began in the GDR in 1965-67 under the name RS DR I – RS DR IV, which were intended for freight wagons. The developer Plant «Radsatzfabrik Ilseburg GmbH» is now owned by «Bochumer Verein Verkehrstechnik GmbH» (BVV). In the 90s, the German railway DB AG became interested in this technology and took part in the development of the latest version of the GCW called DB AG/Rafil Typ V.

Y25 Lsd1 bogies are equipped with DB AG/Rafil gauge change wheelsets. The structure of the bogie is the same as that of the Y25 bogie, but the frame is widened to increase the distance between the axles of the side beams to 2036 mm to ensure operation on 1520 mm and 1524 mm gauge tracks. To change the track gauge, the wagon on Y25 Lsd1 bogies moves at a speed of up to 15 km/h through the gauge change device and can then continue its journey without delay on the new track.

Wagons with DB AG/Rafil Typ V wheelsets have been successfully tested for several years in various countries and climates (from Spain to Sweden/Finland). These wheelsets are universal and can be used in any freight or passenger

вантажних або пасажирських візках з колодковими або дисковими гальмами. Так, фірмою Stadler Rail AG на замовлення Азербайджанських залізниць виготовлено пасажирські вагони габариту UIC на візках з колісними парами DB AG/Rafil Typ V для сполучення за напрямком Баку – Тбілісі – Карс.

bogies with either block or disc brakes. For example, Stadler Rail AG has manufactured passenger wagons of UIC gauge on bogies with DB AG/Rafil Typ V wheelsets for the Baku-Tbilisi-Kars route by order of Azerbaijan Railways.

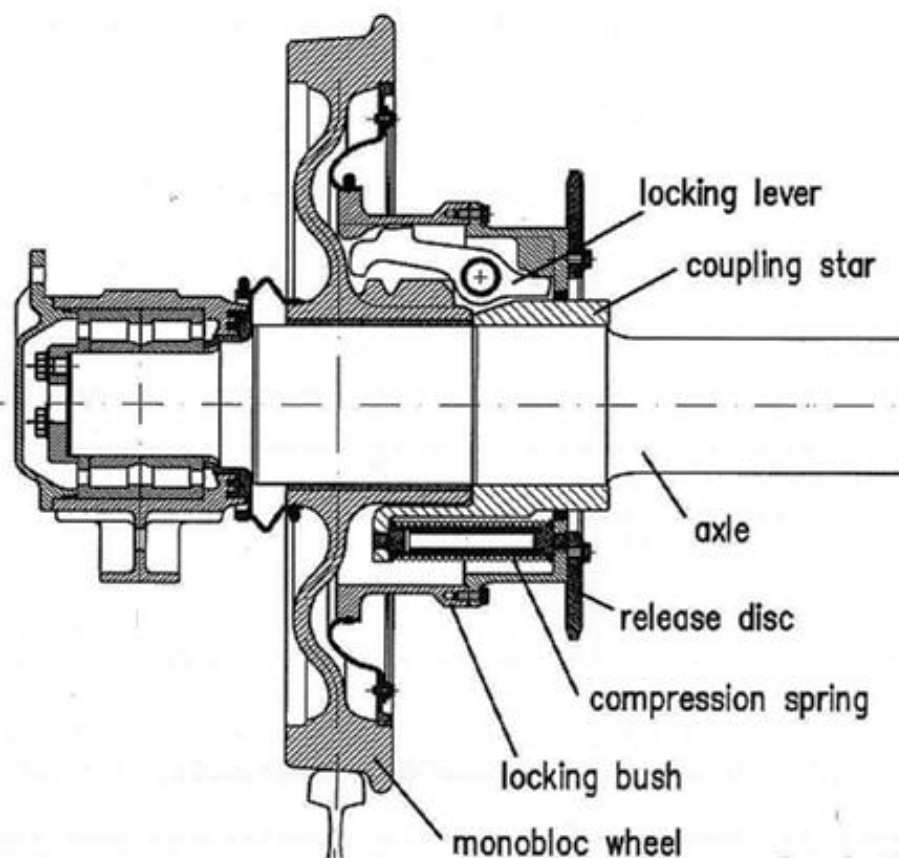


Рис. 1.17. Механізм колісної пари системи DB AG/Rafil Typ V (розблокований стан):

locking lever – важіль блокування; coupling star – поєднувальна втулка; axle – вісь; release disc – звільняючий диск; compression spring – пружина стискання; locking bush – блокуюча втулка; monobloc wheel – суцільнокатане колесо

Fig. 1.17. Wheelset mechanism of the AG/Rail Typ V system (unlocked state)

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 використовувати для пропуску колісних пар як польського, так і німецького виробництва.

Due to the correspondence of the mechanism of interaction with the track structure on the section of transition from one track to another of the wheelsets of the SUW2000 system and the DB AG/Rafil type, the same gauge changeover device can be used to pass wheelsets of both Polish and German production.

1.2.2. Проєкти застосування технологій AGCS

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 проєктам, спрямованим на розширене впровадження технологій AGCS.

1.2.2. AGCS technologies application projects

AGCS systems are designed to solve problems related to railway transportation on tracks of different standards. Compared to other methods, these systems are easier to adapt to changes in traffic flows and less harmful to the environment. Therefore, in recent years, as innovative transportation has become more relevant, more and more attention has been paid to projects aimed at expanding the implementation of AGCS technologies.

1.2.2.1. Проєкт INTERGAUGE. Одночасно з проєктом пасажирських перевезень між Польщею і Україною з використанням системи SUW2000 на базі цієї системи розроблявся міжнародний проєкт «Інтероперабельність, безпечність та збереженість вантажів при перевезенні у сполученні між коліями 1435 мм і 1520 (1524) мм: Нова технологія вантажних

1.2.2.1. INTERGAUGE project. Simultaneously with the project of passenger transportation between Poland and Ukraine using the SUW2000 system, the international project «Interoperability, Security and Safety of Goods Movement with 1435 and 1520 (1524) mm Track Gauge Railways: New Technology in Freight Transport including Hazardous Products» was developed on the basis of this system so called

перевезень, в тому числі небезпечних продуктів» під назвою INTERGAUGE [42].

Мета проєкту полягала в розробці технології транспортування вантажів, особливо небезпечних продуктів, що забезпечувала б безпечне і надійне перевезення між залізницями з коліями різної ширини.

Реалізацію цього проєкту здійснював консорціумом у складі наукових і виробничих організацій Польщі, Словаччини, Фінляндії і України. За проєктом був розроблений прототип вагона-цистерни на візках нової генерації з колісними парами системи SUW2000 і побудований колісперевідний пристрій на ст. Дорохуск польських залізниць.

Перші ходові частини з РКП системи SUW2000 для вантажних вагонів у вигляді візків типу 4RS/N були розроблені на базі стандартних візків колії 1435 мм [35]. У рамках проєкту розроблено конструкцію візка з РКП системи SUW2000 типу 7RS. Загальний вигляд цього візка представлено на рис. 1.18.

INTERGAUGE [42].

The aim of the project is to develop a technology for the transportation of goods, especially dangerous products, that would ensure safe and reliable transportation between railways with tracks of different gauges.

This project was implemented by a consortium consisting of scientific and industrial organizations in Poland, Slovakia, Finland and Ukraine. According to the project, a prototype of a tank wagon on bogies of a new generation with wheelsets of the SUW2000 system was developed and a gauge changeover device was built at the Dorohusk station of Polish Railways.

The first running gears of the gauge change wheelsets SUW2000 for freight wagons in the form of 4RS/N bogies were developed on the basis of standard 1435 mm gauge bogies [35]. As part of the project, the design of a bogie made of gauge change wheelsets SUW2000 type 7RS with was developed. The general view of this bogie is shown in Fig. 1.18.



Рис. 1.18. Візок типу 7RS з ПКП SUW2000
Fig. 1.18. 7RS type bogie with GCW SUW2000

1.2.2.2. Проєкт UIC/ОСЖД. 2013 року завершила роботу за участі представників Укрзалізниці спільна робоча група UIC/ОСЖД над проєктом «Автоматичні системи переходу залізничного рухомого складу з колії однієї ширини на іншу». UIC випущено загалом 5 фундаментальних звітів за завданнями:

1. Аналіз існуючих автоматичних систем переходу залізничного рухомого складу з колії однієї ширини на іншу;
2. Дослідження ринку при використанні подібних систем;
3. Економічна ефективність автоматичних систем з урахуванням очікуваних транспортних потоків;
4. Опис узгодженої процедури ствердження автоматичних систем переходу залізничного рухомого складу з колії однієї ширини на іншу;
5. Екологічні аспекти і

1.2.2.2. UIC/OSJD project. In 2013, the UIC/OSJD joint working group completed its work on the project "Automatic systems for switching railway rolling stock from one gauge to another" with the participation of representatives of Ukrzaliznytsia. UIC has issued a total of 5 fundamental reports on the tasks:

1. Analysis of existing automatic systems for switching railway rolling stock from one gauge to another;
2. Market research on the use of such systems;
3. Cost-effectiveness of automatic systems taking into account the expected traffic flows;
4. Description of the agreed procedure for approval of automatic systems for the transition of railway rolling stock from one gauge to another;
5. Environmental aspects and

чинники навколишнього середовища.

Проведеними в рамках проекту дослідженнями переконливо доведено перспективність застосування технологій AGCS. Порівняно з іншими способами, вона менш шкідлива для навколишнього середовища, легше адаптується до змін потоків перевезень і в довгостроковій перспективі дешевша. Будь-яка дія, спрямована на скорочення періоду обороту, сприяє розвитку цієї системи. Це включає розвиток і модернізацію інфраструктури, зміни в законодавстві, спрощення митних процедур і дозвіл проводити на кордоні саме ті операції, які найкраще підходять для кожного конкретного перевезення.

Розроблення UIC/ОСЖД становить основу для здійснення подальших конкретних заходів щодо широкого впровадження інтероперабельних технологій у міжнародні залізничні перевезення пасажирів і вантажів. Використання AGCS знижує ризики, пов'язані з перестановочними і перевантажувальними операціями, значно скорочує час транзиту. Ці та супутні фактори підвищують надійність залізничного транспорту, створюючи позитивний імідж і відкрите ставлення до залізниці, розширюючи ринок та підвищуючи потенціал.

environmental factors.

The research carried out within the framework of the project convincingly proved the prospects for using AGCS technologies. Compared to other methods, it is less harmful to the environment, adapts more easily to changes in traffic flows, and is cheaper in the long run. Any action aimed at reducing the turnover period contributes to the development of this system. This includes the development and modernization of infrastructure, changes in legislation, simplification of customs procedures and permission to conduct at the border exactly those operations that are best suited for each specific transportation.

The development of the UIC/OSJD forms the basis for further concrete measures to ensure the widespread introduction of interoperable technologies in international rail transport of passengers and goods. The use of AGCS reduces the risks associated with shifting and transshipment operations and significantly reduces transit times. These and related factors increase the reliability of railway transport, creating a positive image and open attitude towards the railway, expanding the market and increasing its potential.

1.2.3. Взаємодія коліс і рейок різного стандарту

З науково-технічних проблем, які необхідно вирішувати для широкого впровадження технологій AGCS, особливої уваги заслуговує проблема взаємодії коліс і рейок. Актуальність цієї проблеми підкріплено досвідом експериментальної експлуатації пасажирських вагонів на візках з РКП [37].

Особливість експлуатації систем РКП на залізницях колії 1520 мм полягає в конструктивних відмінностях вагонних коліс і рейок колії 1435 мм і колії 1520 мм, зокрема, в конфігураціях робочих поверхонь. Крім того, рейки залізничної колії 1435 мм типу UIC60 встановлюють переважно з підхилом 1/40, а рейки колії залізничної колії 1520 мм типу Р65 – з підхилом 1/20.

З метою дослідження геометричної взаємодії коліс і рейок різних стандартів розглянуто 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 [43]. Таким чином, розглянуто наступні варіанти сполучень профілів коліс і рейок: ГОСТ/Р65; UIC/Р65; ДМетІ/Р65;

1.2.3. Interaction of wheels and rails of different standards

Among the scientific and technical problems that need to be solved for the widespread implementation of AGCS technologies, the problem of wheel-rail interaction deserves special attention. The relevance of this problem is supported by the experience of experimental operation of passenger wagons on bogies with GCW [37].

The peculiarity of operation of GCW systems on railways of 1520 mm gauge is the design differences between wagon wheels and rails of 1435 mm gauge and 1520 mm gauge, in particular, in the configurations of working surfaces. In addition, the rails of the 1435 mm gauge railway track of the UIC60 type are installed mainly with a 1/40 inclination, and the rails of the 1520 mm gauge railway track of the R65 type are installed with a 1/20 inclination.

In order to study the geometric interaction of wheels and rails of different standards, well – known variants of rolling surface profiles of wheels are considered, namely: the profile of wagon wheels according to GOST 9036-88 (hereinafter referred to as the profile according to GOST); profile 28 UIC-135 of wagon wheels of Western European railways (UIC profile); DMetI profile [43]. Thus, the following options for

ГОСТ/UIC60; UIC/UIC60;
ДМетІ/UIC60 [44].

Виходячи з обрисів (за кресленнями) поперечного перетину коліс і рейок, аналітично описано профілі робочих поверхонь коліс і рейок за методикою, представленою в статті [45]. 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:

connecting wheel and rail profiles are considered: ГОСТ/R65; UIC/R65; ДМетІ/R65; ГОСТ/UIC60; UIC/UIC60; ДМетІ/UIC60 [44].

Based on the outlines (according to drawings) of the cross-section of wheels and rails, the profiles of the working surfaces of wheels and rails are analytically described according to the method presented in the article [45]. Mathematical description of the profile according to ГОСТ and ДМетІ profile is carried out by segments of straight lines and arcs of circles of different radii. This also applies to the profiles of the working surfaces of the R65 and UIC60 rails. Therefore, it is natural that the analytical description of these profiles is chosen in the form of spline functions, where circular arcs and linear functions are used as interpolation splines.

The function describing the standard wagon profile of one of the wheels of a wheelset has the following form:

$$f_{wL}(y) = \begin{cases} -10000y & y < y_1 \\ k_1y + d_1 & y_1 \leq y < y_2 \\ k_2y + d_2 & y_2 \leq y < y_3 \\ k_3y + d_3 & y_3 \leq y < y_4 \\ z_{C4} + \sqrt{R_4^2 - (y - y_{C4})^2} & y_4 \leq y < y_5 \\ k_5y + d_5 & y_5 \leq y < y_6 \\ z_{C6} - \sqrt{R_6^2 - (y - y_{C6})^2} & y_6 \leq y < y_7 \\ z_{C7} - \sqrt{R_7^2 - (y - y_{C7})^2} & y_7 \leq y \leq y_8 \\ 10000y & y_8 < y \end{cases}, \quad (1.17)$$

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 (1.18) легко отримати функцію $f_{wR}(y)$, яка описує профіль другого колеса. Крім функцій $f_{wL}(y)$ і $f_{wR}(y)$, які описують профілі поверхонь кочення коліс, для подальших розрахунків необхідно визначити похідні цих функцій:

where y_i , z_i – the coordinates of the beginning of the segment; i – segment number; k_i and d_i – parameters of the line segment; y_{Ci} , z_{Ci} and R_i – coordinates of the center of the circle and its radius, if the segment forms an arc of the circle.

Since the rolling surface profile of the second wheel is a mirror image of the rolling surface profile of the first wheel, it is easy to obtain a function $f_{wR}(y)$ describing the profile of the second wheel from (1.18). In addition to the functions $f_{wL}(y)$ and $f_{wR}(y)$ that describe the profiles of the rolling surfaces of the wheels, for further calculations it is necessary to determine the derivatives of these functions:

$$p_{wL}(y) = \frac{df_{wL}(y)}{dy} \text{ і } p_{wR}(y) = \frac{df_{wR}(y)}{dy}. \quad (1.18)$$

Профіль поверхні кочення колеса UIC має криволінійний обрис, в границях якого інтерполяція лінійними

The rolling surface profile of the UIC wheel has a curved outline, at the boundaries of which interpolation by linear functions or

функціями або дугами кіл є неефективною. Тому для аналітичного опису профілю UIC використано інтерполяцію кубічними сплайнами.

Профілі робочих поверхонь рейок R65 і UIC60 складено з семи відрізків. Функції $f_{rL}(y)$ і $f_{rR}(y)$, які описують профілі лівої і правої рейки кожного типу, 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. 1.19 – 1.21 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 обрису рейки, а справа – до обрису колеса. Контактні точки, які визначено при поперечному зміщенні колісної пари відносно центрального положення вліво, позначено чорним кольором, а

arcs of circles is inefficient. Therefore, cubic spline interpolation is used to analytically describe the UIC profile.

The profiles of the working surfaces of the R65 and UIC60 rails consist of seven segments. The $f_{rL}(y)$ and $f_{rR}(y)$ functions that describe the profiles of the left and right rails of each type are determined after taking into account their slope in the track.

To assess the interaction conditions of wheels that have different rolling surface profiles with rails, it is important to determine the contact zones. These zones are marked with points of interaction (contact) when wheels and rails are moved relative to each other. Contact points are determined if the tangents to the surfaces of the wheel and rail are parallel.

In Fig. 1.19-1.21 pictures of the interaction of wheels and rails are presented in accordance with the above calculation options. Each of these figures shows the wheel profile (conventionally raised above the rail for clarity by 5 mm), the rail profile, as well as the location of contact points on the wheel and rail. The scale on the left refers to the outline of the rail, and on the right – to the outline of the wheel. Contact points that are determined when the wheelset is transversely shifted relative to the

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. 1.19а) контактують з рейками Р65 в точках, зміщених від середнього кола кочення на 5 мм до зовнішніх граней, а з рейками UIC60 (рис. 1.19б) – 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. 1.19) контактні зони зосереджуються поблизу початкових точок. Причому, на рейці Р65 (рис. 1.19а) контактна зона концентрується в точці перетину осі симетрії поперечного перетину рейки з обрисом її робочої поверхні. На рейці UIC60 (рис. 1.19б) зона взаємодії з колесом на поверхні рейки зміщена до її внутрішньої грані.

central position to the left are indicated in black, and contact points corresponding to wheelset shifts to the right are indicated in green.

From the comparison of the obtained images, it can be seen that the locations of contact points for the considered combinations of wheel and rail profiles of the two types differ significantly. So, wheels with a standard profile in the central location on the track (Fig. 1.19 a) are in contact with the rails R65 at points offset from the middle rolling circle by 5 mm to the outer faces, and with the rails UIC60 (Fig. 1.19 b) – by 4.4 mm, but towards the inner faces. In both cases, after selecting the wheelset clearance in the track, the wheel flange comes into contact. On the working surfaces of both types of rails (Fig. 1.19) contact zones are concentrated near the starting points. Moreover, on the R65 rail (Fig. 1.19 a) the contact zone is concentrated at the intersection of the axis of symmetry of the cross-section of the rail with the outline of its working surface. On the UIC60 rail (Fig. 1.19 b) the zone of interaction with the wheel on the surface of the rail is shifted to its inner face.

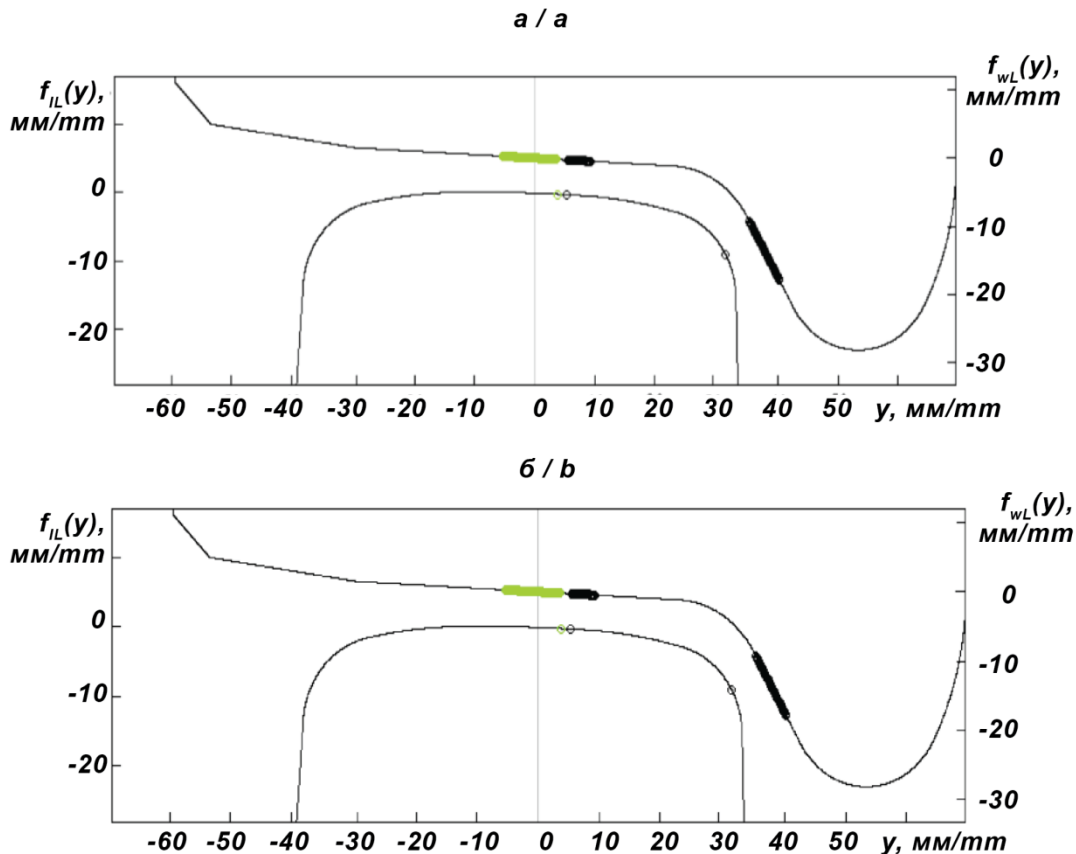


Рис. 1.19. Взаємодія колеса за ГОСТ з рейками Р65 (а) і UIC60 (б)
 Fig. 1.19. Interaction of the wheel according to GOST with rails R65 (a) and UIC60 (b)

Картина взаємодії коліс, які мають профіль поверхонь кочення UIC, з рейками типу Р65 характеризується наступним (рис. 1.20). За центрального розташування колісної пари початкова точка контакту на поверхні кочення колеса зміщена від середнього кола кочення у бік зовнішньої грані (рис. 1.20а) 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

The pattern of interaction of wheels that have a UIC rolling surface profile with R65 rails is characterized by the following (Fig. 1.20). When the wheelset is centrally positioned, the initial contact point on the rolling surface of the wheel is shifted from the middle rolling circle towards the outer face (Fig. 1.20 a) approximately at a distance of 18 mm. When the clearance in the track is exhausted, the contact points gradually move to the wheel flange. The location of the contact zones on the R65 rail depends on the direction of movement of the wheel: when the flange moves away from the rail, the contact zone

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.

Взаємодія коліс UIC з рейками UIC60 (рис. 1.20б) 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 розподільчого 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.

is shifted from the rail axis towards the outer face, and when the wheel moves back – towards the inner face. All this indicates that the conditions for interaction of wheels with the UIC profile and rails on the 1520 mm track are not optimal.

Interaction of UIC wheels with UIC60 rails (Fig. 1.20 b) differs significantly from the one described above. Thus, due to the central location of the wheelset, the contact points of the wheels with the rails are slightly shifted (by 3 mm) from the middle rolling circles towards the outer faces. When the wheelset moves, the contact points are laid out almost over the entire rolling surface of each wheel. In this case, the transition of contact on the flange occurs gradually. A similar favorable pattern of distribution placement of contact points is observed for the working surfaces of rails. The shown picture of the interaction between the wheel and the rail is typical of what is known as single-point contact, which generally has a positive effect on the performance of the wheel.

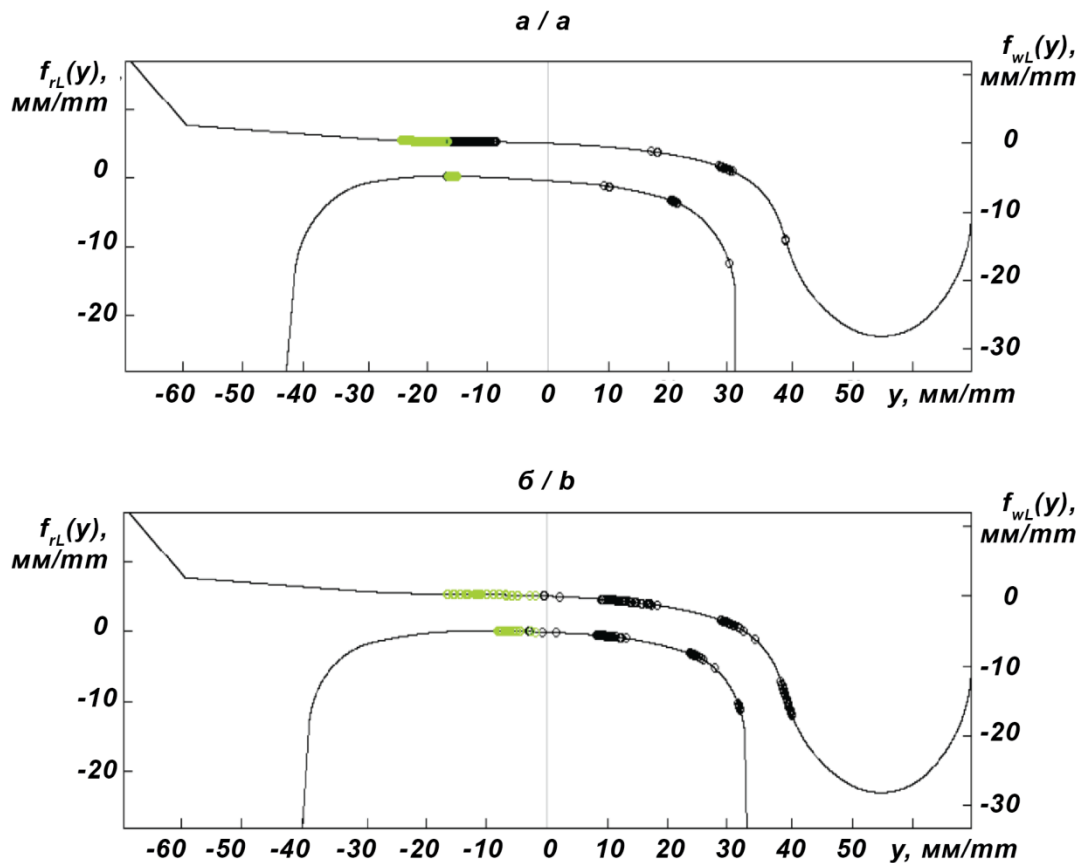


Рис. 1.20. Взаємодія колеса UIC з рейками P65 (а) і UIC60 (б)
Fig. 1.20. Interaction of the UIC wheel with rails R65 (a) and UIC60 (b)

З аналізу взаємодії коліс з профілем ДМетІ і рейок (рис. 1.21) 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.

From the analysis of the interaction of wheels with the DMetI profile and rails (Fig. 1.21) it follows that sufficiently developed contact zones on rolling surfaces are shifted from the middle rolling circles towards the flanges. It is characteristic that before interacting with the rails of the wheel flanges, the contact points pass to the curved parts of the rolling surfaces. Thus, in this case, there is the desired single-point contact of the wheels with the rails. In this case, the contact zones on the working surfaces of the rails are placed on the parts located on the side of the inner faces.

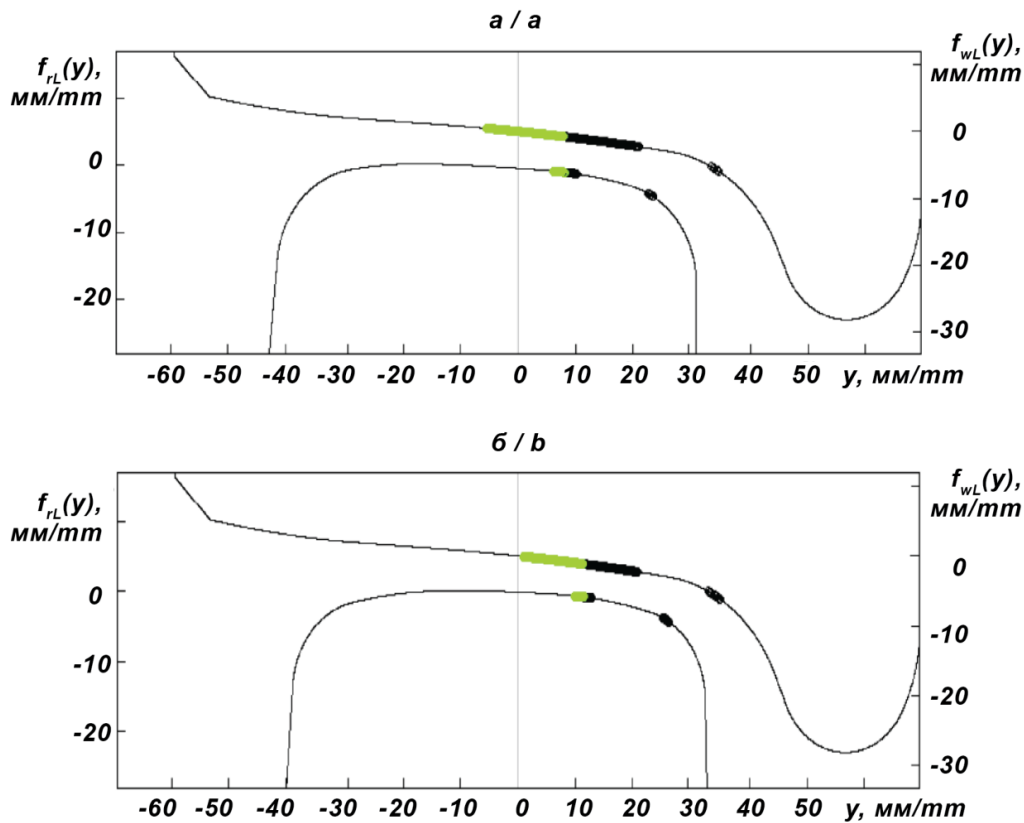


Рис. 1.21. Взаємодія колеса ДМетІ з рейками Р65 (а) і UIC60 (б)
 Fig. 1.21. Interaction of the DMetI wheel with rails R65 (a) and UIC60 (b)

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 різних систем.

According to the results of comparative studies of the dynamics of a wagon with GCW with different versions of wheel profiles, the most satisfactory indicators relate to the application of the DMetI profile. In particular, this option corresponds to the lowest acceleration and frame forces. At the same time, the practical insensitivity of the dynamic indicators of the wagon to track changes is noted. This circumstance allows us to recommend for consideration the DMetI profile as a basic version of the unified profile of rolling surfaces of gauge change wheelsets of various systems.

1.2.4. Напрямки застосування AGCS-технологій

Застосування систем AGCS з метою активізації високотехнологічних транспортних процесів, включаючи інтермодальні та інтероперабельні 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. У якості першочергових пропонується розглянути наступні напрямки: Балтійське море – Чорне море (складова частина проекту «Балто-Чорноморська вісь»); Україна – Польща – Німеччина; Україна – Угорщина – Словенія – Італія; Україна – Словаччина – Австрія / Чехія. Останні два коридори з боку України є природним продовженням коридорів трансєвропейської

1.2.4. Areas of application of AGCS technologies

The application of AGCS systems to intensify high-tech transport processes, including intermodal and interoperable transport, will be a catalyst for the integration of Ukraine's railways into the European transport network. The development of these systems will be facilitated by measures aimed at creating new and modernising existing infrastructure, changes in legislation, simplifying customs procedures and allowing operations at the border that are best suited to each specific transport.

The prospects for the widespread implementation of AGCS systems are associated with the growth of population mobility between Ukraine and the EU countries and the development of international transport corridors. The following areas are proposed to be considered as priority ones: Baltic Sea-Black Sea (part of the Baltic-Black Sea Axis project); Ukraine-Poland-Germany; Ukraine-Hungary-Slovenia-Italy; Ukraine-Slovakia-Austria / Czech Republic. The latter two corridors on the Ukrainian side are a natural extension of the corridors of the TEN-T trans-European transport network, namely the Rhine-Danube Corridor and the Mediterranean Corridor.

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 перевезень за головними напрямками – Берлін-Дрезден-Вроцлав-Краків-Львів-Київ, Берлін-Варшава-Київ та Гданськ-Варшава-Київ. Крім вказаних 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 інтероперабельність перевезень за маршрутом Львів-Бухарест.

Taking into account the established gauge changeover devices at Mostyska-2 and Dorohusk stations, subject to an increase in the fleet of wagons on bogies with GCW, it can be argued about the technical support of accelerated international transportation in the main directions – Berlin-Dresden-Wroclaw-Krakow-Lviv-Kyiv, Berlin-Warsaw-Kyiv and Gdansk-Warsaw-Kyiv. In addition to the above, the routes Lviv-Budapest and Lviv-Bratislava with the installation of gauge changeover devices at the Chop-Zahony and Chop-Cierna nad Tisou crossings can be considered promising areas for the use of automated level crossing systems. It is also advisable to install a gauge changeover device at the Vadul-Siret-Dornesti crossing, which will ensure interoperability of traffic on the Lviv-Bucharest route.

2. ОНОВЛЕННЯ НОРМАТИВНИХ ВИМОГ ЩОДО РОЗРАХУНКУ ТА ОЦІНКИ МІЦНОСТІ НЕСІВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ДИНАМІЧНИХ ЯКОСТЕЙ ТА ВПЛИВУ НА КОЛІЮ РУХОМОГО СКЛАДУ

За Угодою про асоціацію між Україною та Європейським Союзом у статті 56 щодо зближення технічного регулювання, стандартів та оцінки відповідності зазначено, що Україна має поступово впроваджувати звід Європейських стандартів у якості національних стандартів [46]. Для задоволення вимогам законодавства Європейського Союзу стосовно транспортної безпеки передбачено розробку комплексу науково обґрунтованих заходів в усіх секторах залізничного транспорту, у тому числі у господарствах рухомого складу.

2.1. Визначення показників безпеки руху рухомого складу

Дотепер існує значне розходження у підходах як до розрахункових випадків, так і до оцінки ходових властивостей рухомого складу колій 1520 мм і 1435 мм. Це пояснюється, перш за все, тим, що нормативні документи, які діють на залізницях України, ґрунтуються

2. UPDATE REGULATORY CALCULATION REQUIREMENTS AND ASSESSMENTS OF STRENGTH OF BEARING ELEMENTS, DYNAMIC QUALITIES AND THE INFLUENCE ON THE TRACK OF ROLLING STOCK

According to the Association Agreement between Ukraine and the European Union, Article 56 on the approximation of technical regulation, standards and conformity assessment states that Ukraine should gradually implement the set of European standards as national standards [46]. To meet the requirements of the EU legislation on transport safety, it is envisaged to develop a set of scientifically based measures in all sectors of railway transport, including rolling stock facilities.

2.1. Determination of safety indicators of the movement of rolling stock

There is still a significant difference in the approaches to both design cases and the assessment of running characteristics of rolling stock of 1520 mm and 1435 mm gauges. This is primarily due to the fact that the regulatory documents in force on Ukrainian railways are

на застарілих підходах до розрахунків та оцінки міцності несівних елементів, динамічних якостей і впливу на колію рухомого складу. Європейські ж стандарти 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.

2.1.1. Система динамічних показників рухомого складу колії 1520 мм

Ходові динамічні якості, безпека руху та плавність ходу залізничного рухомого складу колії 1520 мм оцінюються експериментальними та розрахунковими способами за системою нормативних показників за видами рухомого складу. 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

based on outdated approaches to calculating and assessing the strength of load-bearing elements, dynamic qualities and impact on the track of rolling stock. European standards are more integrated and systematically updated, supporting new design approaches and based on the latest advances in science and technology. Hence, there is a need to harmonise the national regulatory framework for the development of new railway equipment.

2.1.1. System of dynamic indicators of 1520 mm gauge rolling stock

The running dynamic characteristics, traffic safety and running smoothness of 1520 mm gauge railway rolling stock are assessed using experimental and calculation methods in accordance with the system of normative indicators for different types of rolling stock. The existing system of dynamic indicators was developed based on the experience of numerous field tests of rolling stock both in normal operation and in extreme conditions associated with pre-emergency situations and excessive mechanical impacts on wagon structures.

Experimentally, the values of dynamic indicators are determined based on the results of running dynamic tests of prototype

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.

Існує декілька способів встановлення граничного співвідношення сил, що діють на колесо 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 головку 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

wagons. For this purpose, dynamic loads on wheelsets, forces acting in the spring suspension, and acceleration of bodies in the range of vibration frequencies up to 20 Hz are recorded during the tests. The values of the dynamic indicators can be estimated by solving the corresponding problems of wagon dynamics. However, the calculated values of dynamic indicators can be regarded as predictive data, which are more often used in design development.

There are several ways to determine the maximum ratio of forces acting on a wheel at the moment of the beginning of the derailment. Most of them are based on the consideration of the static equilibrium of the wheelset under the action of dynamic and static forces applied to it at the moment when the conical part of the surface of the flange of one of the wheels is in contact with the head of the rail.

The critical ratio of the total lateral load on the running wheel to its vertical load on the rail is the ratio under conditions of limiting equilibrium, at which the wheel hangs on the rail, resting with its flange on the notch of its head. This relation is approximated for cases of wheel run-up on the rail with a small angle and is expressed as the safety factor of

набігання колеса на рейку з малим кутом має вираз у вигляді коефіцієнта запасу стійкості колеса проти сходжень з рейки [47]. 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 сил, що діють на колісну пару, може виникати в наступних випадках руху вагона:

- при ударному вході в криву;
- при проході стрілок на бокову колію;
- при інтенсивному вилянні візка на прямій ділянці колії.

Невигідні обставини взаємодії колісної пари і колії можуть також виникати при екстремальному гальмуванні важковагового поїзда на малій швидкості з головного локомотива при проходженні поїздом криволінійної ділянки колії. Виникаючі при цьому значні квазістатичні зусилля стиснення складу можуть привести до перекосу вагона в колії і появі значних поперечних сил взаємодії коліс з рейками, а в екстремальних умовах – й до «витискання» легковагового вагона.

Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари проти сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки

the wheel against derailment [47]. To determine the limit of the onset of unconditionally dangerous driving conditions, it is advisable to check the safety factor of the wheelset against derailment under simultaneous lateral and vertical forces acting on the running wheel.

The critical combination of forces acting on the wheelset may occur in the following cases of wagon movement:

- at the impact entry into the curve;
- when passing turnouts on the side track;
- intensive bogie hunting on a straight section of track.

Unfavourable circumstances of interaction between the wheelset and the track can also arise during emergency braking of a heavy train at low speed from the head locomotive when the train is passing a curved section of track. The resulting significant quasi-static forces of compression of the train can lead to skewing of the wagon in the track and the appearance of significant transverse forces of the interaction of the wheels with the rails, and in extreme conditions – to «squeezing out» of the light-weight wagon.

The coefficient of stability margin of the wheelset against derailment

k_{cc} є унормованим показником, що застосовується для оцінювання динамічної поведінки рухомого складу щодо безпеки руху на залізницях колії 1520 мм. Значення цього коефіцієнту при русі екіпажу з максимальною швидкістю прямою колією задовільного стану з сполученнями відступів у плані, перекосами і просадками, що допускаються, обчислюється за формулою [47]:

in the case of rolling of the wheel flange on the head of the rail k_{cc} is a standardised indicator used to assess the dynamic behaviour of rolling stock in terms of motion safety on railways with a gauge of 1520 mm. The value of this coefficient, when the rake moves at maximum speed on a straight track of satisfactory condition with a combination of deviations in the plan, distortions and permissible drawdowns, is calculated by the formula [47]:

$$k_{cc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_{\epsilon}}{P_{\delta}} \geq [k_{cc}], \quad (2.1)$$

де β – кут нахилу до горизонту твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса; μ – коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють (у розрахунках приймається $\mu = 0,25$); P_{ϵ} – вертикальна складова сил, що діють від коліс на рейки; P_{δ} – горизонтальна складова сил взаємодії колеса з рейкою, яка діє одночасно з силою P_{ϵ} .

У формулі (2.1) відношення вертикальної і горизонтальної складових сил, що діють від коліс на рейки, визначається наступним чином:

where β – the angle of inclination to the horizon of the generative cone-shaped surface of the wheel flange; μ – the coefficient of friction of the sliding surfaces of the interacting wheels and rails ($\mu = 0.25$ is assumed in the calculations); P_{ϵ} – the vertical component of the forces acting from the wheels on the rails; P_{δ} – the horizontal component of the forces of interaction between the wheel and the rail, which acts simultaneously with the force P_{ϵ} .

In formula (2.1), the ratio of the vertical and horizontal components of the forces acting from the wheels on the rails is defined as follows:

$$\frac{P_e}{P_0} = \frac{P_{ув} \left[\frac{2(b-a_2)}{l} - k_{\partial\partial}^* \frac{(2b-a_2)}{l} + k_{\partial\partial}^{**} \frac{a_2}{l} \right] + q \frac{b-a_2}{l} + \frac{r}{l} H_p}{f_{TP} P_{ув} \left[\frac{2(b-a_1)}{l} + k_{\partial\partial}^* \frac{a_1}{l} - k_{\partial\partial}^{**} \frac{(2b-a_1)}{l} \right] + f_{TP} q \frac{b-a_1}{l} + \left(1 - \frac{r}{l} f_{TP} \right) H_p}, \quad (2.2)$$

де $P_{ув}$ – статичне навантаження на шийку осі; q – вага невідпресорених 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 (за ступенями підвішування) 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

where $P_{ув}$ – the static load on the axle journal; q – weight of unsprung parts; H_p – calculated average value of the frame force; $2b$ – distance between the centres of the axle journal of the wheelset ($2b = 2.036$ m); a_1, a_2 – projections on the axis of the distances from the points of contact with the rails of the running and non-running wheels to the centre of the journals, respectively ($a_1 = 0.25$ m, $a_2 = 0.22$ m); r – radius of the rolling circle of an average worn wheel ($r = 0.45$ m); l – average distance between the points of contact between wheels and rails ($l = 1.58$ m); $k_{\partial\partial}^*$ і $k_{\partial\partial}^{**}$ – vertical dynamics coefficients (by degree of suspension) for the running and non-running wheels (these values are assumed to be positive in the case of full wheel unloading).

For freight wagons, the permissible value of the safety factor of the wheelset against derailments is taken to be $[k_{cc}] = 1.3$.

The second design case describes the stability of the wheelset against derailments when an empty wagon is «squeezed» in a

гальмуванні поїзда, в складі якого знаходиться вагон. Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари вагона k_{cc} для цього випадку визначається за формулою:

$$k_{cc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta}. \quad (2.3)$$

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

де μ , β – ті самі величини, що й в (2.1); 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 секунди на автозчепи 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 автозчепів і довжина вагона за осями зчеплення автозчепів; a – довжина корпусу автозчепу від осі зчеплення до кінця

circular curve by longitudinal compression forces arising from the braking of the train with the wagon. The safety factor of the wagon wheelset k_{cc} for this case is determined by the formula:

where μ , β – the same values as in (2.1); P_T – vertical load from the bogie on the track, taking into account the unloading under the eccentric action of longitudinal forces; γ , α – skewness coefficients; N – calculated quasi-static longitudinal compressive forces that continuously act for more than 3 seconds on the couplers of an empty wagon, assumed to be 0.5 MN for four-axle wagons; 2δ – total free transverse deflection of the wagon body frame relative to the track axis in cross-section (along the gauge); for bogie wagons with medium-worn wheel crests, $2\delta = 0.07$ m is assumed; $2l$, $2L$, $2L_c$ – bogie base, distance between the stop plates of the couplers and the length of the wagon along the axes of coupling of the couplers, respectively; a – length of the coupler body from the coupling axle to the end of the shank, for

хвостовика, для автозчепного пристрою СА-3 приймається $a = 1$ м; h_p , h_a , h_c – 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 (2.3) 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:

the SA-3 coupler $a = 1$ m; h_p , h_a , h_c – respectively, the height of the working plane of the centre plate, the axle of the coupler and the centre of mass of the wagon above the level of the rail heads; h_p – cant of the outer rail in the curve; $2S$ – the distance between the rolling circles of the wheels, $2S = 1.6$ m is assumed; R – radius of the curve, $R = 250$ m is assumed.

In formula (2.3), the upper signs correspond to the installation when the running-in wheel rolls on the outer rail, and the lower signs correspond to the installation when the running-in wheel rolls on the inner rail.

The vertical load from the bogie on the P_T track is determined taking into account the unloading under the longitudinal force caused by the difference in the height of the axles of the wagon under study and the adjacent wagon:

$$P_T = P_{TCT} - \frac{N \frac{\Delta h}{2a} \left(\frac{L+l}{2l} - \frac{L}{l} \cdot \frac{1}{1 + \frac{C_B \cdot l^2}{N \cdot l}} \right)}{1 - \frac{N}{2a \cdot C_B} \cdot \left(1 + \frac{L_2}{l^2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{N \cdot L}{C_B \cdot l^2}} \right)} \quad (2.4)$$

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

where P_{TCT} – vertical static load on the track from the bogie of an

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:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{N}{N_{\kappa a}}}, \quad \alpha = \frac{1 - \frac{N}{N_{\kappa a}}}{1 - \frac{N}{N_{\kappa b}}}, \quad (2.5)$$

де $N_{\kappa a}$ і $N_{\kappa b}$ – поздовжні критичні сили, що призводять до відносного перекосу вагонів і осей автозчепів у плані.

Розрахунки виконуються тільки для порожнього вагона у круговій кривій при наявності і відсутності підвищення зовнішньої рейки ($h_p = 0,15$ м і $h_p = 0$). Значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари проти сходжень з рейок вантажного вагона при «витисканні», що допускається, приймається $[k_{cc}] = 1,2$.

Не дивлячись на показову складність розрахунків значень k_{cc} за формулами (2.1) - (2.5), наведені вище вирази не враховують суттєвої обставини, яка пов'язана з часовим фактором, а саме, тривалість дії бокової сили одного напрямку при несприятливому сполученні

empty wagon; Δh – difference in the level of the axles of the couplers in the connection of two wagons, $\Delta h = 0.08$ m is assumed; C_B – vertical stiffness of the spring suspension of one bogie.

The coefficients γ and α are determined by the following formulas:

where $N_{\kappa a}$ and $N_{\kappa b}$ – longitudinal critical forces that lead to a relative misalignment of wagons and axles of couplers in the plan.

The calculations are performed only for an empty wagon in a circular curve with and without a cant rail elevation ($h_p = 0.15$ m and $h_p = 0$). The value of the safety factor of the wheelset against derailments of a freight wagon during the permissible «squeezing» is taken as $[k_{cc}] = 1.2$.

Despite the demonstrative complexity of calculating k_{cc} values using formulas (2.1) - (2.5), the above expressions do not take into account an essential circumstance related to the time factor, namely, the duration of the lateral force of one direction in case of unfavourable combination

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 так звані рамні сили. За діючою методикою рамні сили вимірюються за деформаціями рам візків. Недоліком такого способу вимірювання сил є невисока точність, що, в кінцевому рахунку, позначається на результатах розрахунку сил взаємодії, а значить і коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок.

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 гребневий 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, який дозволяє адекватно

with forces acting in the vertical direction. The main disadvantage of this approach to assessing the stability of rolling stock in a rail track is the indirectness of determining the forces of interaction between wheels and rails through the so-called frame forces. According to the current methodology, frame forces are measured by deformations of bogie frames. The disadvantage of this method of measuring forces is low accuracy, which ultimately affects the results of calculating interaction forces, and hence the safety factor of the wheelset against derailment.

In addition, a significant disadvantage of using k_{cc} as a criterion for recognising a derailment event is the inadequacy of the k_{cc} value for a situation with the subsequent rolling of the wheel onto the rail after reaching the flange contact. Attempts to improve the sensitivity of the criterion by using the rolling time or the rolling path in some cases do not lead to the recognition of a derailment situation. Thus, simultaneously with the traditional approach to assessing the stability of rolling stock units in a rail track, it is proposed to use a combined safety criterion in the process of recognising a derailment event, which allows an adequate assessment of the

оцінити процес повного вкочування колеса на головку рейки [48].

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.

Окрім коефіцієнтів запасу стійкості k_{cc} динамічна поведінка одиниць рухомого складу 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 P_{cm} , тобто $H_p/2P_{cm}$;

- коефіцієнти вертикальної динаміки $k_{\delta\theta}$ за силами в підвішуванні;

- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення кузова (j_z і j_θ) в точках, розміщених над п'ятниковими вузлами і в центрі кузова;

- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення рам

process of complete wheel rolling onto the rail head [48].

The essence of this criterion is as follows. The rolling process is divided into two phases: up to the critical point and above the critical point. The critical point on the flange profile is the first point of contact during the rolling process with the greatest angle of inclination of the flange forming part. In the second phase of the wheel-rail rolling process, when the flange contact is at the critical point, it is proposed to use the value of the wheel uplift z on the rail head instead of k_{cc} to assess the safety of derailment.

In addition to the safety factor k_{cc} , the dynamic behaviour of rolling stock units is assessed by the following values:

- frame forces H_p , acting on the bogie frame from the side of a separate wheelset and determined as a share of the static load of the wheels on the rails P_{cm} , i.e.

$H_p/2P_{cm}$;

- coefficients of vertical dynamics $k_{\delta\theta}$ by forces in the suspension;

- horizontal transverse and vertical accelerations of the body (j_z and j_θ) at points located above the centre-pivots and in the centre of the body;

- horizontal transverse and vertical accelerations of the bogie frames (j_{pz} and $j_{p\theta}$).

візків (j_{pg} і j_{pv}).

Коефіцієнти вертикальної динаміки визначаються за формулою:

Vertical dynamics coefficients are determined by the formula:

$$k_{\partial v} = \frac{P_{\partial}}{P_{cm}}, \quad (2.6)$$

де P_{∂} – динамічна складова вертикальних сил.

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

Вертикальні j_v та горизонтальні j_h 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).

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

where P_{∂} – the dynamic component of vertical forces.

The value of $k_{\partial v}$ characterises both the quality of vibration protection of the wagon's superstructure and the interaction of the unsupported parts with the upper track structure.

Vertical j_v and horizontal j_h accelerations of the wagon body are determined in the center plate zones and, in some cases, in the middle part of the body. The accelerations of bogie frames are measured at points in accordance with the programme objectives. In some cases, the accelerations of wheelsets (axle-box assemblies) are determined.

From the above regulatory provisions for assessing the safety of 1520 mm gauge wagons, it follows that to determine the values of the safety factors of wheels against derailments, data on lateral forces, i.e. forces acting on the wheelsets from the side of bogie frames, are required. Then, using the above expressions, an

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.

attempt is made to estimate the ratio of forces acting in the contacts between wheels and rails. This approach could be considered satisfactory for existing rolling stock. With regard to high-speed rolling stock of 1520 mm gauge, new approaches to assessing traffic safety conditions based on the direct determination of the forces of interaction between wheels and rails are needed. For this purpose, the experience gained by 1435 mm track gauge railways in the introduction of high-speed and high-speed traffic should be used.

2.1.2. Система динамічних показників рухомого складу колії 1435 мм

Відповідно до Пам'ятки UIC 518 [49] встановлено дві методики оцінки динамічної поведінки рейкових екіпажів – повна і спрощена. За повною методикою безпека руху оцінюється за наступними показниками:

ΣY – сума напрямних сил, тобто бічних сил, що діють від коліс на рейки;

Y/Q – відношення бокової сили до вертикальної сили, що діють від колеса на рейку;

$(s\Sigma Y)$ – середньоквадратичне значення суми бічних сил;

η – критерій перекидання.

Вплив на колію оцінюється за показниками:

Q – вертикальна сила впливу

2.1.2. System of dynamic indicators of 1435 mm gauge rolling stock

In accordance with UIC Code 518 [49], two methods for assessing the dynamic behaviour of rail coaches are established: full and simplified. According to the full methodology, traffic safety is assessed by the following indicators:

ΣY – sum of the guiding forces, i.e. the lateral forces acting from the wheels on the rails;

Y/Q – the ratio of lateral force to vertical force acting from the wheel to the rail;

$(s\Sigma Y)$ – root mean square value of the sum of lateral forces;

η – rollover criterion.

The impact on the track is

колеса на колію;

Y_{qst} – квазістатична поперечна сила впливу колеса на колію в кривих;

Q_{qst} – квазістатична вертикальна сила впливу колеса на колію в кривих;

B_{qst} – квазістатична сила впливу на колію в кривих.

За спрощеною методикою безпека руху оцінюється двома способами. За першим способом оцінка безпеки руху здійснюється за наступними показниками:

H – горизонтальна поперечна сила, що діє у первинному ступені ресорного підвішування (бокова буксова сила);

$\ddot{y}_s^*$ – горизонтальне поперечне прискорення кузова екіпажу;

$\ddot{z}_s^*$ – вертикальне прискорення кузова екіпажу;

$\ddot{y}_s^+$ – горизонтальне поперечне прискорення рами візка;

sH – середньоквадратичне значення бокової буксової сили;

$s\ddot{y}_s^*$ – середньоквадратичне значення горизонтального поперечного прискорення кузова екіпажу;

$s\ddot{y}_s^+$ – середньоквадратичне значення горизонтального поперечного прискорення рами візка.

За другим способом оцінка безпеки руху здійснюється за

assessed by the following indicators:

Q – vertical force of the wheel on the track;

Y_{qst} – quasi-static transverse force of the wheel on the track in curves;

Q_{qst} – quasi-static vertical force of the wheel on the track in curves;

B_{qst} – quasi-static force of impact on the track in curves.

According to the simplified methodology, traffic safety is assessed in two ways. According to the first method, traffic safety is assessed by the following indicators:

H – horizontal transverse force acting in the primary spring suspension stage (lateral axle force);

$\ddot{y}_s^*$ – horizontal transverse acceleration of the vehicle body;

$\ddot{z}_s^*$ – vertical acceleration of the vehicle body;

$\ddot{y}_s^+$ – horizontal transverse acceleration of the bogie frame;

sH – root mean square value of the lateral axle force;

$s\ddot{y}_s^*$ – root mean square value of the horizontal transverse acceleration of the wagon body;

$s\ddot{y}_s^+$ – root mean square value of the horizontal transverse acceleration of the bogie frame.

According to the second method,

прискореннями кузова екіпажу $\ddot{z}_s^*$ і $\ddot{y}_s^*$, а також за горизонтальним поперечним прискоренням рами візка $\ddot{y}_s^+$.

Ходові динамічні якості екіпажів оцінюються за наступними показниками:

$\ddot{y}_q^*$ – поперечне прискорення кузова над ходовими частинами;

$\ddot{z}_q^*$ – вертикальне прискорення кузова над ходовими частинами;

$\ddot{y}_q^*$ – середньоквадратичне значення поперечного прискорення кузова;

$\ddot{z}_q^*$ – середньоквадратичне значення вертикального прискорення кузова;

$\ddot{y}_{qst}^*$ – квазістатичне поперечне прискорення кузова.

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 наступає 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.

traffic safety is assessed by the accelerations of the vehicle body $\ddot{z}_s^*$ and $\ddot{y}_s^*$, as well as by the horizontal transverse acceleration of the bogie frame $\ddot{y}_s^+$.

The dynamic characteristics of the vehicles are assessed using the following indicators:

$\ddot{y}_q^*$ – transverse acceleration of the body over the running gears;

$\ddot{z}_q^*$ – vertical acceleration of the body over the running gears;

$\ddot{y}_q^*$ – root mean square value of the transverse acceleration of the body;

$\ddot{z}_q^*$ – root mean square value of the vertical acceleration of the body;

$\ddot{y}_{qst}^*$ – quasi-static transverse acceleration of the body.

A rolling stock derailment is a process in which at least one of the wheels of a rail wagon loses contact with the rail as a result of excessive lateral movement of the wheelset. This is followed by a derailment of the wheelset, which leads to the derailment of the other wheelsets and the entire rail wagon. From the point of view of the dynamics of a wheel and rail system, the lateral movement of a wheel is the result of the action of normal and transverse contact forces.

За критерій стійкості від сходження з рейок рухомого складу колії 1435 мм прийнято частку відношення напрямної сили до вертикальної сили на колесо $(Y/Q)_{\max}$ [49, 50]. Це відношення відоме як критерій Надаля (M.J. Nadal) [51]. Запропонований наприкінці дев'ятнадцятого століття М. Надалем спосіб оцінки небезпеки сходження колеса за рахунок вповзання на рейку до сьогоднішнього дня лежить в основі більшості сучасних методик. Він ґрунтується на розгляді рівноваги колеса в умовах початку його входження на рейку.

Рівновага сил в точці контакту колеса з рейкою перед початком вкочення гребеня (рис. 2.1) описується наступними рівняннями [50]:

$$\begin{aligned} Y &= N \sin \gamma - \mu N \cos \gamma ; \\ Q &= N \cos \gamma + \mu N \sin \gamma , \end{aligned} \tag{2.7}$$

де γ – кут нахилу до горизонту твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса; μ – коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють.

The criterion of stability against derailment of rolling stock of 1435 mm gauge is the proportion of the ratio of the guide force to the vertical force on the wheel $(Y/Q)_{\max}$ [49, 50]. This ratio is known as the Nadal criterion (M.J. Nadal) [51]. Proposed in the late nineteenth century by M. Nadal, the method of assessing the risk of wheel derailment due to rail creep is still the basis of most modern methods. It is based on considering the balance of the wheel at the beginning of its movement on the rail.

The equilibrium of forces at the point of contact between the wheel and the rail before the flange begins to roll (Fig. 2.1) is described by the following equations [50]:

where γ – angle of inclination to the horizon of the generative cone-shaped surface of the wheel flange; μ – coefficient of friction of the sliding surfaces of the interacting wheels and rails.

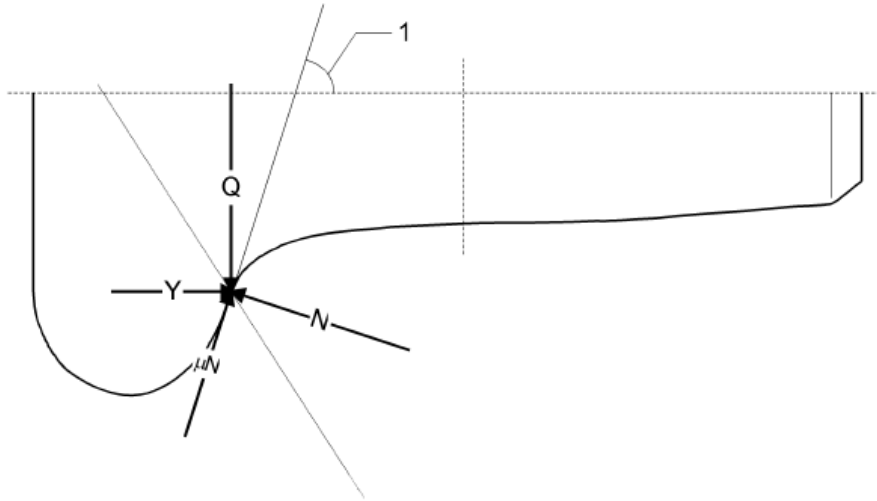


Рис. 2.1. Сили, що діють в контакті гребеня колеса і рейки на початку сходження (Fig. A.1 в [50]): 1 – кут гребеня γ
 Fig. 2.1. Forces acting in the contact between the wheel flange and the rail at the beginning of the derailment (Fig. A.1 in [50]):
 1 – flange angle γ

З рівнянь (2.7) випливає формула Надаля: From equations (2.7), the Nadal formula follows:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \gamma - \mu}{1 + \mu \cdot \tan \gamma} \quad (2.8)$$

Критична для безпеки руху величина відношення бічної сили до вертикальної, які діють на напрямне колесо, становить $(Y/Q)_{\lim} = 0,8$. Ця величина використовується у випадках, коли криволінійна колія має радіус $R > 250$ м. При квазістатичних випробуваннях застосовують максимальне граничне значення 1,2 (для гребеневого кута $\gamma = 70^\circ$). За дослідженнями Європейської залізничної адміністрації граничне значення для $(Y/Q)_{\lim}$ було визначене як 1,2 для кута

The value of the ratio of lateral force to vertical force acting on the guide wheel that is critical for safety is $(Y/Q)_{\lim} = 0.8$. This value is used in cases where the curved track has a radius $R > 250$ m. For quasi-static tests, a maximum limit value of 1.2 is used (for a flange angle of $\gamma = 70^\circ$). According to research by the European Railways Administration, the limit value for $(Y/Q)_{\lim}$ was determined to be 1.2 for a flange angle of 70° and $\mu = 0.36$.

гребеня 70° і $\mu = 0,36$.

Для залізничних екіпажів колії 1435 мм відношення бічної сили Y до вертикального навантаження Q , тобто Y/Q за виразом (2.8), є головним критерієм стійкості. Іноді це відношення називають коефіцієнтом сходження. За формулою Надаля в кожному конкретному випадку встановлюється критичне значення відношення Y/Q . Намагання колеса підвестися 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; непідресорена маса колісної пари, вертикальне навантаження на вісь; жорсткість колії. На рис. 2.2 приведено залежності відношення Y/Q від кута нахилу гребеня при різних значеннях коефіцієнта тертя ковзання.

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 [52]. За результатами випробувань

For 1435 mm gauge vehicles, the ratio of the lateral force Y to the vertical load Q , i.e. Y/Q in expression (2.8), is the main stability criterion. Sometimes this ratio is called the ascent coefficient. According to Nadal's formula, the critical value of the Y/Q ratio is determined in each case. The attempt of the wheel to rise above the rail head is assessed by this indicator, taking into account the duration of the lateral force pulse. The values of the Y/Q ratio depend on several factors, including: the angle of run-up; the angle of inclination of the tangent to the surface of the wheel flange at the point of contact with the rail; the sliding friction coefficient; the unsprung weight of the wheel set, the vertical axle load; and the track stiffness. In Fig. 2.2 shows the dependence of the Y/Q ratio on the flange angle at different values of the sliding friction coefficient.

According to research at the Japanese State Railways, it was determined that the critical value of Y/Q varies widely from the highest at negative run-up angles to 0.8 when the run-up angle approaches one degree [52]. According to the test results, the critical ratio $Y/Q = 0.8$ was taken as the lateral force pulse duration equal to 0.05 seconds or more. The critical value of Y/Q can increase in the case of a short-term

прийнято за критичне відношення $Y/Q = 0,8$ при тривалості імпульсу бокової сили, що дорівнює 0,05 секунди і більше. Критичне значення Y/Q може збільшуватися в разі короткочасної дії бокової сили Y (до 0,05с), що відповідає умовам автоколивань

action of the lateral force Y (up to 0.05 seconds), which corresponds to the conditions of self-excited of wheelsets hunting.

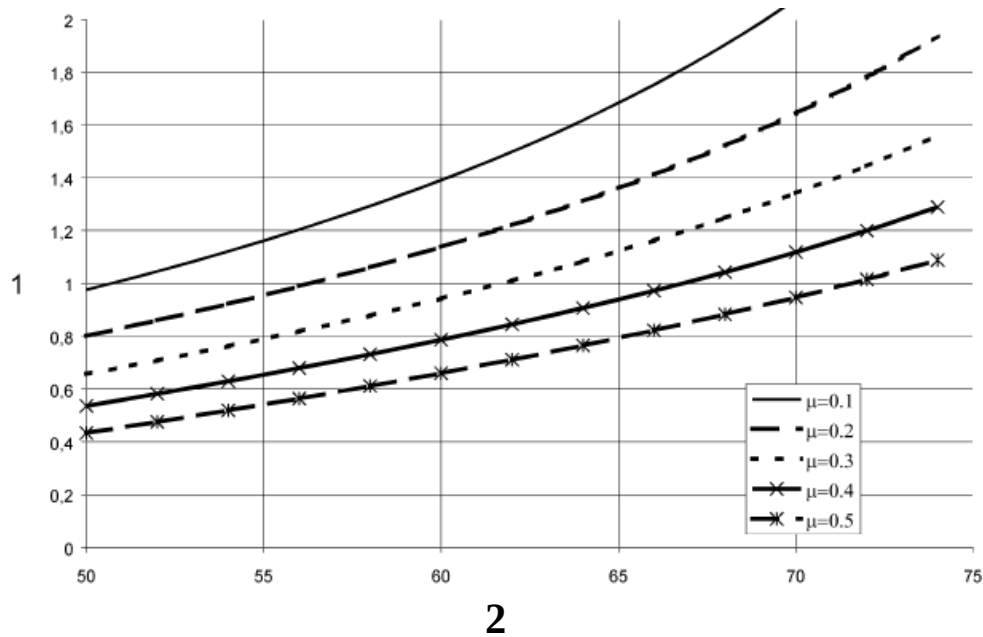


Рис. 2.2. Граничні значення Y/Q_{lim} (1) в залежності від кута нахилу гребеня (2) і коефіцієнта тертя ковзання (Fig. A.2 в [50])

Fig. 2.2. Limit values of Y/Q_{lim} (1) depending on the angle of inclination of the flange (2) and the sliding friction coefficient (Fig. A.2 in [50])

У роботі [53] Г. Вайнштоком для оцінки небезпеки сходження, окрім співвідношення $(Y/Q)_F$ на набігаючому колесі, пропонується використовувати співвідношення $(Y/Q)_T$ на збігаючому колесі. Критерієм безпечного руху при цьому має бути виконання умови:

In [53], H. Weinstock proposes to use the ratio $(Y/Q)_F$ on the approaching wheel in addition to the ratio $(Y/Q)_T$ on the retreating wheel to assess the risk of derailment. The criterion for safe driving should be the fulfilment of the following conditions:

$$\frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_F - \left(\frac{Y}{Q}\right)_T}{\mu + Nad} < 1, \quad (2.9)$$

де Nad – обмеження за критерієм Надаля.

Таким чином, оцінною функцією критерію Вайнштока є різниця відношень поперечних і вертикальних зусиль в контактi між набігаючим і збігаючим колесами колісної пари. До достоїнств критерію (5) можна віднести меншу чутливість коефіцієнта нормування до зміни тертя в контактi колеса і рейки, а також можливість точніше оцінити ситуацію початку сходження. Разом з тим, як зазначено в роботі [54], цей критерій не включено до пам'ятки UIC 518 та стандарту EN14363 як рекомендований метод для оцінки безпеки руху залізничних транспортних засобів.

Крім зазначеного обмеження на відношення Y/Q за умов стійкості коліс від вкочування на голівки рейок, на залізницях європейських країн для оцінки умов безпеки руху поїздів використовуються критерії бокової дії рухомого складу на колію [49]. Зокрема встановлюються обмеження на величину суми направляючих сил – ковзне середнє більш ніж на 2 м колії (ΣY_{2m}):

where Nad – limit according to the Nadal criterion.

Thus, the evaluation function of the Weinstock criterion is the difference in the ratio of transverse and vertical forces in the contact between the approaching and retreating wheels of a wheel set. The advantages of criterion (5) include the lower sensitivity of the normalisation factor to changes in friction in the wheel-rail contact, as well as the ability to more accurately assess the situation of the beginning of the derailment. At the same time, as noted in [54], this criterion is not included in UIC 518 and EN14363 as a recommended method for assessing the safety of railway vehicles.

In addition to the above restriction on the Y/Q ratio under the conditions of wheel stability against rolling on the rail heads, European railways use the criteria of lateral impact of rolling stock on the track to assess the safety conditions of train traffic [49]. In particular, restrictions are set on the value of the sum of guiding forces – a moving average of more than 2 m of track (ΣY_{2m}):

$$(\Sigma Y_{2m})_{\lim} \leq \alpha(10 + P_0/3), \quad (2.10)$$

де P_0 – статичне навантаження на вісь, кН; $\alpha = 1$ – для тягового рухомого складу, пасажирських екіпажів, залізничних транспортних засобів технічного обслуговування колії; $\alpha = 0,85$ – для вантажних вагонів.

На середньоквадратичні значення суми направляючих сил встановлюються такі обмеження:

where P_0 – static load on the axle, kN; $\alpha = 1$ – for traction rolling stock, passenger coaches, railway track maintenance vehicles; $\alpha = 0,85$ – for freight wagons.

The following restrictions are set on the root mean square values of the sum of the guiding forces:

$$(s\Sigma Y)_{\lim} = (\Sigma Y)_{\lim} / 2. \quad (2.11)$$

Величини горизонтальних поперечних сил H_{2m} , які діють у первинному ступені ресорного підвішування (бокові буксові сили), обмежуються таким чином:

The values of horizontal transverse forces H_{2m} acting in the primary spring suspension stage (lateral axle forces) are limited as follows:

$$(H_{2m})_{\lim} = \beta (10 + P_0/3), \quad (2.12)$$

де $\beta = 0,9$ – для тягового рухомого складу, пасажирських екіпажів, залізничних транспортних засобів технічного обслуговування колії; $\beta = 0,75$ – для порожніх вантажних вагонів; $\beta = 0,8$ – для завантажених вантажних вагонів.

Середньоквадратичне значення суми бокових буксових сил має бути рівним:

where $\beta = 0.9$ – for traction rolling stock, passenger coaches, railway track maintenance vehicles; $\beta = 0.75$ – for empty freight wagons; $\beta = 0.8$ – for loaded freight wagons.

The root mean square value of the sum of the lateral axle forces need to equal:

$$(sH)_{\lim} = (H_{2m})_{\lim} / 2. \quad (2.13)$$

Залежно від повної маси візка m^+ , включаючи колісні пари,

Depending on the gross weight of the bogie m^+ including wheelsets,

граничне значення бокового прискорення рами візка $\ddot{y}_{s,\text{lim}}^+$ становить:

$$\ddot{y}_{s,\text{lim}}^+ = 12 - \frac{m^+}{5}. \quad (2.14)$$

Граничні вертикальні прискорення становлять: для тягового рухомого складу і пасажирських екіпажів – $\ddot{z}_{s,\text{lim}}^* = 3 \text{ м/с}^2$; для вантажних вагонів і спеціального рухомого складу – $\ddot{z}_{s,\text{lim}}^* = 5 \text{ м/с}^2$.

Бокові прискорення надвізкової будови тягового рухомого складу і пасажирських екіпажів на прямих ділянках колії та на ділянках з великим радіусом кривих не мають перевищувати $(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = 3 \text{ м/с}^2$, на ділянках з малим та дуже малим радіусом кривих – $400 \text{ м} \leq R \leq 600 \text{ м}$: $(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = 2,8 \text{ м/с}^2$, $250 \text{ м} \leq R \leq 400 \text{ м}$: $(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = 2,6 \text{ м/с}^2$. Для вантажних вагонів і спеціального рухомого складу $(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = 3 \text{ м/с}^2$.

З точки зору ходових якостей допустимі максимальні значення прискорень $(\ddot{y}_q^*)$ і $(\ddot{z}_q^*)$ становлять:

– для тягового рухомого складу і пасажирських екіпажів (тягових і причіпних) – $(\ddot{y}_q^*)_{\text{lim}} = 2,5 \text{ м/с}^2$, $(\ddot{z}_q^*)_{\text{lim}} = 2,5 \text{ м/с}^2$;

– для вагонів і спеціальних

the limit value for the lateral acceleration of the bogie frame $\ddot{y}_{s,\text{lim}}^+$ is:

The maximum vertical accelerations are: for traction rolling stock and passenger coaches – $\ddot{z}_{s,\text{lim}}^* = 3 \text{ м/с}^2$; for freight wagons and special rolling stock – $\ddot{z}_{s,\text{lim}}^* = 5 \text{ м/с}^2$.

The lateral accelerations of the superstructure of traction rolling stock and passenger coaches on straight sections of track and on sections with a large radius of curves should not exceed $(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = 3 \text{ м/с}^2$, in areas with small and very small curve radii – $400 \text{ м} \leq R \leq 600 \text{ м}$: $(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = 2.8 \text{ м/с}^2$, $250 \text{ м} \leq R \leq 400 \text{ м}$: $(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = 2.6 \text{ м/с}^2$. For freight wagons and special rolling stock $(\ddot{y}_s^*)_{\text{lim}} = 3 \text{ м/с}^2$.

From the point of view of driving performance, the permissible maximum values of accelerations

$(\ddot{y}_q^*)$ and $(\ddot{z}_q^*)$ are as follows:

– for traction rolling stock and passenger coaches (traction and trailed) – $(\ddot{y}_q^*)_{\text{lim}} = 2.5 \text{ м/с}^2$,

$(\ddot{z}_q^*)_{\text{lim}} = 2.5 \text{ м/с}^2$;

– for wagons and special vehicles –

транспортних засобів – $(\ddot{y}_q^*)_{\text{lim}} = 3 \text{ м/с}^2$, $(\ddot{z}_q^*)_{\text{lim}} = 5 \text{ м/с}^2$.

Середньоквадратичні значення прискорень $(\ddot{y}_q^*)$ і $(\ddot{z}_q^*)$ мають такі обмеження:

– для тягових одиниць – $(\ddot{y}_q^*) = 0,5 \text{ м/с}^2$, $(\ddot{z}_q^*) = 1 \text{ м/с}^2$;

– для пасажирських екіпажів (тягових і причіпних) – $(\ddot{y}_q^*) = 0,5 \text{ м/с}^2$, $(\ddot{z}_q^*) = 0,75 \text{ м/с}^2$;

– для вагонів і спеціальних транспортних засобів – $(\ddot{y}_q^*) = 1,3 \text{ м/с}^2$, $(\ddot{z}_q^*) = 2 \text{ м/с}^2$.

Граничні значення поперечних прискорень $(\ddot{y}_{qst}^*)$ становлять:

– для тягового рухомого складу і пасажирських екіпажів (тягових і причіпних) – $(\ddot{y}_{qst}^*)_{\text{lim}} = 1,5 \text{ м/с}^2$;

– для вагонів і спеціальних транспортних засобів – $(\ddot{y}_{qst}^*)_{\text{lim}} = 1,3 \text{ м/с}^2$.

Граничні значення величин щодо умов втоми колії при максимальному статичному навантаженні на колесо $Q_0 = 125 \text{ кН}$ визначаються за виразом $Q_{\text{lim}} = 90 + Q_0$. Залежно від швидкості руху ці обмеження становлять:

$Q_{\text{lim}} \leq 210 \text{ кН}$ при робочій граничній швидкості залізничного транспортного засобу $V_{\text{lim}} \leq 100 \text{ км/год}$;

$(\ddot{y}_q^*)_{\text{lim}} = 3 \text{ м/с}^2$, $(\ddot{z}_q^*)_{\text{lim}} = 5 \text{ м/с}^2$.

The root mean square values of accelerations $(\ddot{y}_q^*)$ and $(\ddot{z}_q^*)$ have the following limitations:

– for traction units – $(\ddot{y}_q^*) = 0.5 \text{ м/с}^2$,

$(\ddot{z}_q^*) = 1 \text{ м/с}^2$;

– for passenger coaches (traction and trailing) – $(\ddot{y}_q^*) = 0.5 \text{ м/с}^2$,

$(\ddot{z}_q^*) = 0.75 \text{ м/с}^2$;

– for wagons and special vehicles – $(\ddot{y}_q^*) = 1.3 \text{ м/с}^2$, $(\ddot{z}_q^*) = 2 \text{ м/с}^2$.

Limit values of transverse accelerations $(\ddot{y}_{qst}^*)$ are as follows:

– for traction rolling stock and passenger coaches (traction and trailed) – $(\ddot{y}_{qst}^*)_{\text{lim}} = 1.5 \text{ м/с}^2$;

– for wagons and special vehicles –

$(\ddot{y}_{qst}^*)_{\text{lim}} = 1.3 \text{ м/с}^2$.

The limit values for track fatigue conditions at a maximum static wheel load of $Q_0 = 125 \text{ кН}$ are determined by the expression $Q_{\text{lim}} = 90 + Q_0$. Depending on the speed, these limits are:

$Q_{\text{lim}} \leq 210 \text{ кН}$ at the operating limit speed of the railway vehicle $V_{\text{lim}} \leq 100 \text{ км/год}$;

$Q_{\text{lim}} \leq 200 \text{ кН}$ at $V_{\text{lim}} \leq 160 \text{ км/год}$;

$Q_{\text{lim}} \leq 190 \text{ кН}$ at $V_{\text{lim}} \leq 200 \text{ км/год}$;

$Q_{\text{lim}} \leq 180 \text{ кН}$ at $V_{\text{lim}} \leq 250 \text{ км/год}$;

$Q_{\text{lim}} \leq 200$ кН при $V_{\text{lim}} \leq 160$ км/год; $Q_{\text{lim}} \leq 190$ кН при $V_{\text{lim}} \leq 200$ км/год; $Q_{\text{lim}} \leq 180$ кН при $V_{\text{lim}} \leq 250$ км/год; $Q_{\text{lim}} \leq 170$ кН при $V_{\text{lim}} \leq 300$ км/год; $Q_{\text{lim}} \leq 160$ кН при $V_{\text{lim}} > 300$ км/год.

Квазістатична поперечна сила в кривих (Y_{qst}) обмежується наступним чином: $(Y_{qst})_{\text{lim}} = (30 + 10500/R_m)$, кН (R_m – середній радіус ділянки колії, що визначена для оцінювання).

Гранично допустима квазістатична вертикальна сила в кривих (Q_{qst}) становить: $(Q_{qst})_{\text{lim}} = 145$ кН за виключенням вантажних вагонів, для яких $Q_0 > 112,5$ кН при $V_{\text{lim}} \leq 100$ км/год $(Q_{qst})_{\text{lim}} = 155$ кН.

Для квазістатичних сил навантаження на колію (B_{qst}) встановлено таке обмеження: $(B_{qst})_{\text{lim}} = 180$ кН, де $B_{qst} = Y_{qst} + 0,83Q_{qst} + [a - (30 + 10500/R_m)]$ ($a = 53,3$ для кривих малого радіусу; $a = 67,5$ для кривих дуже малого радіусу).

За результатами порівняння всіх величин з допустимими значеннями робиться висновок про можливість допуску транспортного засобу до експлуатації, що і є головним завданням для забезпечення безпеки руху транспортних засобів.

$Q_{\text{lim}} \leq 170$ кН at $V_{\text{lim}} \leq 300$ km/h;
 $Q_{\text{lim}} \leq 160$ кН at $V_{\text{lim}} > 300$ km/h.

The quasi-static transverse force in the curves (Y_{qst}) is limited as follows: $(Y_{qst})_{\text{lim}} = (30 + 10500/R_m)$, кН (R_m is the average radius of the track section defined for the assessment).

The maximum permissible quasi-static vertical force in the curves (Q_{qst}) is:

$(Q_{qst})_{\text{lim}} = 145$ кН, except for freight wagons, for which $Q_0 > 112.5$ кН at $V_{\text{lim}} \leq 100$ km/h $(Q_{qst})_{\text{lim}} = 155$ кН.

For quasi-static track loading forces (B_{qst}), the following limit was set: $(B_{qst})_{\text{lim}} = 180$ кН, where $B_{qst} = Y_{qst} + 0.83Q_{qst} + [a - (30 + 10500/R_m)]$ ($a = 53.3$ for small radius curves; $a = 67.5$ for very small radius curves).

Based on the results of comparing all the values with the permissible values, a conclusion is made about the possibility of allowing the vehicle to be operated, which is the main task to ensure the safety of vehicles.

2.2. Загальні вимоги до нормативних оцінок міцності несівних елементів, динамічних якостей та впливу на колію рухомого складу

За відсутності вітчизняної нормативної бази зі створення й допуску до експлуатації рухомого складу призначеного для безперевантажувальних перевезень необхідним стає оновлення нормативної документації, яка б складала основу для проектування та допуску до експлуатації рухомого складу нового покоління. Вимоги до рухомого складу для безперевантажувальних перевезень 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.

2.2.1. Оцінювання несівної здатності конструкційних елементів

При проектуванні одиниць рухомого складу повинна забезпечуватися необхідна несівна здатність елементів, призначених для сприйняття як граничних, так й експлуатаційних навантажень.

2.2. General requirements for normative assessments of the strength of load-bearing elements, dynamic qualities and impact on the track of rolling stock

In the absence of a national regulatory framework for the development and approval of rolling stock intended for non-transshipment transportation, it is necessary to update the regulatory documentation that would form the basis for the design and approval of new generation rolling stock. The requirements for rolling stock for non-transshipment transportation should be based on the principles of integration and harmonisation of national guidelines with the relevant acts of the EU countries, such as European Norms (EN), Technical Specifications for Interoperability (TSI), OSJD and UIC Leaflets.

2.2.1. Evaluation of the bearing capacity of structural elements

When designing rolling stock units, the required bearing capacity of the elements intended to support both limit and service loads must be ensured. The load-bearing capacity of structural elements is assessed by the following values: safety factor

Несівна здатність конструкційних елементів оцінюється такими величинами: коефіцієнтом запасу міцності щодо допустимих напружень; коефіцієнтом запасу стійкості; довговічністю або ресурсом. Наявна несівна здатність конструкційних елементів повинна доводитися за допомогою розрахунків і/або випробувань [55].

2.2.1.1. Вимоги до розрахункової оцінки несівної здатності конструкцій. Оцінка несівної здатності 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 злами несівних елементів;

в) конструкційна жорсткість повинна бути такою, щоб деформації під динамічним навантаженням за власними частотами залишалися в допустимих межах, відповідаючи експлуатаційним вимогам;

г) циклічні навантаження мають витримуватися протягом призначеного терміну служби (довговічності або ресурсу) без ушкодження конструкції.

with respect to permissible stresses; stability factor; durability or service life. The available bearing capacity of structural elements should be proved by means of calculations and/or tests [55].

2.2.1.1. Requirements for the calculated assessment of the bearing capacity of structures. The assessment of the bearing capacity of structures shall be based on the following provisions:

a) ensuring the preservation of the bearing capacity of the structure at the ultimate load;

b) the accepted safety margin should be such that in case of partial exceeding of the ultimate load, no destruction and fractures of load-bearing elements occur;

c) structural stiffness should be such that deformations under dynamic loading at natural frequencies remain within permissible limits, meeting operational requirements;

d) cyclic loads must be withstood during the designated service life (durability or resource) without damage to the structure.

Additionally, when designing bogies, it is necessary to carry out

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

При оцінці несівної здатності конструкційних елементів застосовуються розрахункові методи, при цьому в поєднанні з теоретичним аналізом необхідно використовувати накопичений експериментальний матеріал й дані експлуатації. Для розрахунку використовується метод скінченних елементів [56] 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 несівних елементів, тобто відображати їх конструкційні та кінематичні особливості та умови експлуатації. Розрахунки проводяться для просторових (тривимірних) моделей одиниць рухомого складу. Просторові моделі кузова та рами візка (3D-моделі), що будуються для розрахунків, повинні найбільш точно відповідати дійсному характеру роботи несівних елементів – відображати їх конструкційні та кінематичні

calculations for the strength and fatigue life of its components – axles of wheelsets, suspension, springs, vibration dampers, bearings, etc.

When assessing the load-bearing capacity of structural elements, calculation methods are used, and in combination with theoretical analysis, it is necessary to use the accumulated experimental material and operational data. The calculation is performed using the finite element method [56] or other modern calculation methods implemented with the help of specialised software that must be verified.

The design schemes of the bogie body and frame should most accurately reflect the actual nature of the load-bearing elements, i.e. reflect their structural and kinematic features and operating conditions. Calculations are performed for spatial (three-dimensional) models of rolling stock units. The spatial models of the bogie body and frame (3D models) used for the calculations should most closely match the actual operation of the bearing elements, i.e. reflect their structural and kinematic features and the actual operating conditions of a particular type of vehicle.

особливості й реальні умови експлуатації екіпажу конкретного типу.

Для побудови 3D-моделей використовують геометричні номінальні розміри вузлів та елементів складання з врахуванням геометрії зварних швів. На перших етапах розрахунку конструкції, які ведуться за простими розрахунковими схемами, приймаються рішення щодо спрощення 3D-моделі, якщо це є необхідним.

Кінцево-елементна сітка (розбивка), що використовується для розрахунків, повинна перевірятися за критеріями пропорційності й числом 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.

Розрахунки на міцність екіпажних частин повинні виконуватися на найбільш невідгідне можливе сполучення граничних сил, що діють одночасно. Зварні конструкції мають розраховуватись з врахуванням залишкових зварювальних напружень.

Оцінка стійкості на стиск несівних елементів кузова та рами візка проводиться за

To build 3D models, geometric nominal dimensions of components and assembly elements are used, taking into account the geometry of welds. At the first stages of design, which are based on simple design schemes, decisions are made to simplify the 3D model, if necessary.

The finite element mesh (partitioning) used for calculations should be checked for proportionality and the Jacobian number. The values for these criteria should be within the following limits: for proportion – from 1 to 10, for Jacobian number – from 1 to 40. The mechanical characteristics of the material should be determined in accordance with the relevant regulatory documents.

Strength calculations for vehicle parts should be performed for the most unfavourable possible combination of boundary forces acting simultaneously. Welded structures shall be calculated taking into account residual welding stresses.

The compression resistance of the load-bearing elements of the body and bogie frame is assessed according to the permissible

допустимими значеннями коефіцієнтів запасу стійкості, що встановлюється у залежності від конструкції і відповідальності елемента, що розраховується. Обчислення декількох форм (мод) втрати стійкості необхідне для виявлення слабких місць несівної конструкції. За формами втрати стійкості визначаються заходи щодо зміни системи опор для запобігання появи прогинів в певних режимах.

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

Розрахунки на опір втомі повинні виконуватись за методом визначення границі витривалості та за методом накопичення пошкоджень. Розрахунки з визначення терміну служби або ресурсу без пошкоджень елементів несівних конструкцій мають 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

values of the safety factors, which are set depending on the design and responsibility of the element being calculated. The calculation of several forms (modes) of loss of stability is necessary to identify weaknesses in the load-bearing structure. The forms of loss of stability determine the measures to change the support system to prevent deflections in certain modes.

In structural calculations, the natural frequencies and corresponding vibration forms of the bogie body and frames must be determined. As a first approximation, modal analysis calculations are performed without taking into account the dissipative properties of the system.

Calculations for fatigue resistance should be performed by the method of determining the endurance limit and the method of damage accumulation. Calculations to determine the service life or service life without damage of load-bearing structure elements should be performed with a probability of 97.5%, but not less than 95%. The method of determining the endurance limit can be used for all areas of the structure where the stresses remain below the endurance limit of the material. If the endurance limit is

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 та 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. Граничний стан навантаження конструкції без пошкоджень оцінюється на підставі даних відповідних $S-N$ діаграм матеріалу конструкції, тобто кривих Велера з врахуванням конструкційного виконання несівних елементів [57]. Межа витривалості враховується при відповідних коефіцієнтах асиметрії циклів за діаграмами граничних напружень [58].

Накопичення пошкоджень конструкції розглядається на підставі гіпотези лінійного

not determined, it is allowed to check the fatigue resistance at a load of 10^7 cycles. According to this method, the adequacy of the fatigue resistance of the structure is proved by stress values below the endurance limit for all relevant combinations of service load and measurement results. The damage accumulation method is an alternative to the endurance limit method. This method is used when the stresses under the loading conditions are above the endurance limit.

The history of each of the loading conditions shall be expressed in terms of the magnitude and number of loading cycles or in a loading time course consisting of blocks. Due consideration shall be given to the combination of loading conditions. The limit state of loading of the structure without damage is assessed on the basis of the data of the relevant $S-N$ diagrams of the material of the structure, i.e. Wöhler's curves, taking into account the design of the load-bearing elements [57]. The endurance limit is taken into account at the appropriate coefficients of cycle asymmetry according to the diagrams of ultimate stresses [58].

The accumulation of structural damage is considered on the basis

накопичення пошкоджень Пальмгрена-Майнера [59]. При цьому можливість руйнування конструкції пов'язується з напруженнями, що обумовлені типовими експлуатаційними умовами для відповідної одиниці рухомого складу. Опір втомі доводиться за умови, що сума коефіцієнтів пошкодження конструкції або окремої деталі за всіма експлуатаційними режимами менше одиниці або менше за граничне накопичення пошкодження.

2.2.1.2. Обґрунтування прийнятих рішень щодо опору втомі. Врахування впливу конструктивно-технологічного виконання зварних вузлів на накопичення в них втомних пошкоджень від експлуатаційних навантажень є важливою особливістю практичної реалізації підходу. Визначальна увага приділяється забезпеченню ресурсу конструкцій за умовою появи втомних тріщин, які при експлуатації ТРС можуть переходити в крихке руйнування. При систематичному виникненні тріщин втомі в несівних конструкціях приймається рішення про розробку та впровадження проектів модернізації, які дозволяють усунути причини їх появи. При цьому визначальна роль відводиться розрахунково-експериментальному обґрунтуванню прийнятих

of the Palmgren-Miner linear damage accumulation hypothesis [59]. In this case, the possibility of structural failure is associated with the operating time caused by the typical operating conditions for the corresponding unit of rolling stock. Fatigue resistance is proved provided that the sum of the damage coefficients of a structure or a separate part under all operating conditions is less than one or less than the maximum damage accumulation.

2.2.1.2. Justification of decisions on fatigue resistance. Taking into account the influence of the structural and technological design of welded assemblies on the accumulation of fatigue damage from operational loads is an important feature of the practical implementation of the approach. Particular attention is paid to ensuring the service life of structures under the condition of fatigue cracks, which can turn into brittle fracture during the operation of the fuel and lubricant system. In the event of systematic occurrence of fatigue cracks in load-bearing structures, a decision is made to develop and implement modernisation projects that will eliminate the causes of their occurrence. In this case, a decisive role is played by the calculation and experimental justification of the decisions made on fatigue

рішень щодо опору втомі.

При проектуванні транспортних засобів перевірка несівних конструкцій на втому виконувалася наближено за методом зниження допустимих напружень. За цим методом розкид значень межі витривалості σ_R і напружень σ_e еквівалентних ушкоджувальній дії реальних навантажень враховується умовно за допомогою коефіцієнта запасу n , під яким розуміють відношення $n = \sigma_R / \sigma_e$. Перевірка на втому проводиться за умовою:

resistance.

In the design of vehicles, fatigue testing of load-bearing structures was carried out approximately using the method of reducing permissible stresses. According to this method, the scatter of values of the endurance limit σ_R and stresses σ_e equivalent to the damaging effect of real loads is conditionally taken into account using the safety factor n , which is understood as the ratio $n = \sigma_R / \sigma_e$. The fatigue test is performed according to the following condition:

$$[n] \sigma_e \leq \sigma_R, \quad (2.15)$$

де $[n]$ – допустиме значення коефіцієнта запасу n .

Вважається, що коефіцієнт n подібно перетворює амплітуди дійсних циклів напружень σ_e в розрахункові $n\sigma_e$. Зміни середнього значення та асиметрії циклів в нормативному розрахунку не враховуються. У розрахунках використовуються детерміновані значення σ_R і діючих напружень σ_e . Причому межу витривалості рекомендується встановлювати за результатами втомних випробувань зразків на базі $N_6 = 10^7$ циклів.

Складніше справа, коли йдеться про нормування значень розрахункових напружень. Крім того, що величина σ_e множиться

where $[n]$ – permissible value of the safety factor n .

It is to be expected that the coefficient n similarly converts the amplitudes of the actual stress cycles σ_e into the calculated $n\sigma_e$. Changes in the average value and asymmetry of the cycles are not taken into account in the regulatory calculation. The calculations use deterministic values of σ_R and effective stresses σ_e . Moreover, it is recommended to set the endurance limit based on the results of fatigue tests of samples based on $N_6 = 10^7$ cycles.

The situation is more complicated when it comes to normalising the values of the calculated stresses.

на коефіцієнт запасу n , її ампліудна складова додатково збільшується в k разів для врахування впливу на опір втомі всіх основних факторів. Значення k має встановлюватися за результатами стендових випробувань або за формулою:

In addition to multiplying the value of σ_e by the safety factor n , its amplitude component is additionally increased by a factor of k to take into account the influence of all major factors on the fatigue resistance. The value of k should be determined by the results of bench tests or by the formula:

$$k = \beta_k \frac{k_1 k_2}{\gamma m} \eta, \quad (2.16)$$

де β_k – ефективний коефіцієнт концентрації напружень; k_1 – коефіцієнт, що враховує неоднорідність матеріалу; k_2 – коефіцієнт, що враховує внутрішні напруження в матеріалі; γ – коефіцієнт впливу розмірного фактора; m – коефіцієнт, що враховує стан поверхні деталі; η – ефективний коефіцієнт, що враховує вплив можливого відхилення від встановленої технології.

where β_k – effective stress concentration factor; k_1 – coefficient that takes into account the heterogeneity of the material; k_2 – coefficient that takes into account internal stresses in the material; γ – coefficient of influence of the dimensional factor; m – coefficient that takes into account the surface condition of the part; η – effective coefficient that takes into account the impact of a possible deviation from the established technology.

Істотними недоліками такої перевірки на втому є приведення діючих змінних напружень до еквівалентних без прив'язки до штатних умов експлуатації і без врахування впливу на них характеру зміни і величини середніх напружень циклу. Межі витривалості елементів також визначаються без врахування впливу середніх напружень циклу і залишкових зварних напружень. Останнє може

Significant disadvantages of such fatigue testing are that the acting alternating stresses are reduced to equivalent stresses without reference to normal operating conditions and without taking into account the influence of the nature of the change and the value of the average cycle stresses. The endurance limits of elements are also determined without taking

призводити до завищення значень, що визначаються, на 20...40% [60]. Згадана невизначеність призвела до того, що в нормах зберігається прийнятий раніше коефіцієнт запасу $n = 2$.

Опір втомі перевіряється від дії напружень загального вигину, крутіння, розтягнення-стиснення без досить повного обліку особливостей передачі навантажень на конструкцію і закономірностей їх перерозподілу між окремими елементами. Таке спрощення суттєво компенсується високими значеннями коефіцієнта запасу, і, як правило, в основних елементах ушкоджень не спостерігається. Втомні тріщини зароджуються в локальних зонах конструкції, де виникають місцеві змінні напруження від зосередженої передачі навантажень або через відносні переміщення (деформації) окремих елементів.

У методі розрахунку на втому за напруженням, що допускається, об'єктивно існуючий розподіл меж витривалості $\varphi(\sigma_R)$ задається деяким усередненим значенням σ_R , а розподіл експлуатаційних напружень $\varphi(\sigma_e)$ замінюється умовним детермінованим значенням $n\sigma_e$. Як зазначено в роботі [61], між коефіцієнтом запасу і надійністю елемента конструкції взаємозв'язок практично відсутній. Тому навіть

into account the influence of average cycle stresses and residual welded stresses. The latter can lead to an overestimation of the determined values by 20...40% [60]. The above-mentioned uncertainty has led to the fact that the previously accepted safety factor $n = 2$ is retained in the standards.

Fatigue resistance is tested against the action of general bending, torsional, tensile-compressive stresses without sufficiently complete consideration of the peculiarities of load transfer to the structure and the patterns of their redistribution between individual elements. This simplification is significantly offset by high values of the safety factor, and, as a rule, no damage is observed in the main elements. Fatigue cracks originate in localised areas of the structure where local alternating stresses arise from concentrated load transfer or due to relative displacements (deformations) of individual elements.

In the method of fatigue design by allowable stress, the objectively existing distribution of endurance limits $\varphi(\sigma_R)$ is set to some average value of σ_R , and the distribution of operating stresses $\varphi(\sigma_e)$ is replaced by a conditional deterministic value $n\sigma_e$. As noted in [61], there is practically no relationship between the safety factor and the

високі значення коефіцієнта запасу не завжди забезпечують безвідмовну роботу несівних конструкцій.

2.2.1.3. Вимоги до формування характеристик навантаження. Розрахункові навантаження несівних конструкцій формуються як зовнішні, коли сили виникають внаслідок руху екіпажу колією. Ці навантаження формуються з трьох складових: статичної, квазістатичної та динамічної. Навантаження, що використовуються для формування умов статичних та втомних випробувань, визначаються на підставі схем навантаження тієї чи іншої одиниці рухомого складу в цілому.

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. При цьому доцільно використовувати динамічні силові навантаження та прискорення відповідних елементів конструкції, що отримуються на підставі дослідження вимушених

reliability of a structural element. Therefore, even high values of the safety factor do not always ensure failure-free operation of load-bearing structures.

2.2.1.3. Requirements for the formation of load characteristics. The design loads of load-bearing structures are formed as external loads when forces arise as a result of the movement of the vehicle along the track. These loads are formed from three components: static, quasi-static and dynamic. The loads used to generate the conditions for static and fatigue tests are determined based on the loading patterns of a particular rolling stock unit as a whole.

When calculating the fatigue resistance of the bearing elements of the vehicle unit, instead of approximate data calculated based on assumptions about the most unfavourable load combinations, it is advisable to use the corresponding values obtained from the results of digital modelling of the dynamics of rolling stock units. In this case, it is advisable to use dynamic force loads and accelerations of the relevant structural elements obtained from the study of forced oscillations of the objects under study.

Due to the fact that fatigue damage to parts and assemblies of

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, зокрема, конструкційні особливості, режими і швидкості руху, устрій і стан колії та фактичний пробіг, обчислення динамічних навантажень та прискорень належить проводити при швидкостях руху $V \leq V_{max}$ на прямих, в криволінійних ділянках колії та на стрілочних переходах, 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

vehicle units is caused by repeated changes in the stress-strain state that occur under the influence of dynamic loads of variable magnitude and different duration of action, taking into account the distribution of dynamic loads by structure and during operation makes it possible to determine the durability of load-bearing structures more accurately.

Taking into account the main factors affecting the durability of load-bearing structures, in particular, structural features, modes and speeds of movement, track arrangement and condition, and actual mileage, dynamic loads and accelerations should be calculated at speeds $V \leq V_{max}$ on straights, curved track sections and on switches, taking into account the actual track condition.

Force dynamic loads and accelerations of bearing structures should reflect the random nature of dynamic processes, therefore, during their mathematical processing, special attention should be paid to the determination of quasi-static (taking into account the sign) and dynamic components and the identification of design options that cause the most significant effects on fatigue accumulation.

варіантів, які спричиняють найсуттєвіші дії щодо накопичення втоми.

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 [62]. 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. Оцінку довговічності

Since fatigue damage accumulates with an increase in the duration of exposure of the structure to variable loads, the correctness and accuracy of the data reflecting dynamic loads and accelerations of the vehicle members have a critical impact on the results of fatigue resistance margin assessment and durability forecasting of load-bearing structures. The representativeness of the actual operating conditions and the completeness of the dynamic loads caused by them are of fundamental importance.

It is recommended to calculate the fatigue resistance margin taking into account all the variable loads to which the load-bearing structure is subjected during operation [62]. To do this, generalised realisations are formed for each structure of the studied object by combining individual realisations corresponding to operational variants, based on the calculated loads and accelerations that determine the inertial forces. The individual operational variants are combined by their weighting factors (shares) relative to the assigned service life. The assessment of the durability of vehicle parts should be determined on the basis of the service life (distance covered in km), which

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.

Кількість розрахункових варіантів має бути репрезентативною з огляду на можливі умови експлуатації рухомого складу та розподіл призначеного ресурсу за протяжністю типових режимів. Кількість розрахункових варіантів рекомендується приймати рівною 2^n , де величина n задається, виходячи з умов режимів експлуатації.

2.2.2. Оцінювання динамічних якостей рухомого складу

Динамічні властивості рухомого складу мають оцінюватися за показниками безпеки руху, 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. Для оцінки умов гарантованої безпеки руху рейкових екіпажів, поряд з традиційними оцінками, рекомендуються до застосування наступні критерії руху [49, 50, 62]:

makes it possible to compare actual runs against the assigned or projected run and increases the accuracy of the calculation of weighting factors.

The number of design variants should be representative of the possible operating conditions of the rolling stock and the distribution of the assigned service life over the length of typical modes. It is recommended to take the number of design variants equal to 2^n , where the value of n is set based on the conditions of the operating modes.

2.2.2. Assessment of the dynamic qualities of rolling stock

The dynamic characteristics of rolling stock should be assessed by traffic safety indicators, as well as by vertical dynamics coefficients, horizontal transverse forces acting on the wheelset from the side of the sprung parts of the vehicles (axle forces), accelerations of the body and bogie frames. To assess the conditions for guaranteed safety of vehicles, along with traditional assessments, the following movement criteria are recommended for use [49, 50, 62]:

– критична швидкість щодо автоколивань впливу рухомого складу, котра визначається шляхом комп'ютерного моделювання власних просторових коливань досліджуваних екіпажів;

– критерій стійкості рухомого складу від сходження з рейок у вигляді відношення бокової сили Y до вертикальної Q , що діють на напрямне колесо – критерій Надаля;

– критерій стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву внаслідок дії на залізничну колію сумарних напрямних сил від екіпажів – критерій Прюдома;

– критерій безпеки руху рухомого складу за горизонтальними поперечними прискореннями рами візка;

– величина обертового моменту сил опору повороту візків відносно кузова, що має визначатися за допомогою спеціального стендового обладнання.

Критична швидкість як мінімальне значення швидкості руху рейкового екіпажу, при якій відбувається втрата стійкості його незбуреного руху, внаслідок чого розвиваються автоколивання впливу, має визначатися шляхом досліджень власних просторових коливань екіпажу [63]. Необхідною умовою забезпечення динамічних якостей рейкових екіпажів,

– critical speed with respect to self-excited of rolling stock hunting, which is determined by computer modelling of the own spatial vibrations of the vehicles under study;

– the criterion of stability of rolling stock against derailment in the form of the ratio of lateral force Y to vertical force Q acting on the guide wheel – Nadal's criterion;

– the criterion of rail and sleeper grid stability against displacement due to the action of total guiding forces from vehicles on the railway track – Prud'homme's criterion

– criterion of safety of rolling stock movement by horizontal transverse accelerations of the bogie frame;

– the value of the torque of the forces of resistance to the rotation of bogies relative to the body, which should be determined using special bench equipment.

The critical speed, as the minimum value of the rail wagon speed at which there is a loss of stability of its undisturbed movement, resulting in the development of self-excited of hunting, should be determined by studying the wagon's own spatial oscillations [63]. A prerequisite for ensuring the required dynamic qualities of rail wagons is compliance with the principle of exceeding the critical speed by the

що вимагаються, є дотримання принципу перевищення критичною швидкістю конструкційної. Тому вибір конструктивних рішень і параметрів ходових частин при проведенні проектних робіт повинен, перш за все, відповідати цьому правилу.

У випадках, коли мова йде про модернізований рухомий склад або коли змінюються умови експлуатації, передбачається два способи спрощеної оцінки умов безпеки руху:

1 – визначення сумарної бокової буксової сили (на колісну пару);

2 – вимірювання горизонтальних поперечних прискорень рами візка й кузова, а також вертикальних прискорень кузова.

2.2.2.1. Рекомендації щодо динамічних розрахунків. З метою з'ясування динамічних величин, що супроводжують рух рейкового екіпажу, рекомендується на етапі проектування та випробувань застосовувати комп'ютерне моделювання динаміки руху [64]. Комп'ютерне моделювання дозволяє значно скоротити витрати коштів і часу на пошук оптимальних технічних вирішень і звести до мінімуму об'єми випробувальних робіт, сприяючи тим самим прискоренню процесів допуску нового залізничного рухомого

design speed. Therefore, the choice of design solutions and parameters of running gear during design work should, first of all, comply with this rule.

In the case of modernised rolling stock, or when operating conditions change, there are two ways to simplify the assessment of railway safety conditions:

1 – determination of the total lateral axle force (per wheelset);

2 – measurement of horizontal transverse accelerations of the bogie frame and body, as well as vertical accelerations of the body.

2.2.2.1. Recommendations for dynamic simulations. In order to find out the dynamic values accompanying the movement of the rail vehicle, it is recommended to use computer modelling of the movement dynamics at the design and testing stage [64]. Computer modelling can significantly reduce the cost and time spent on finding optimal technical solutions and minimise the amount of testing work, thereby contributing to the acceleration of the processes of putting new railway rolling stock into operation.

складу до експлуатації.

Для побудови комп'ютерної моделі динаміки руху екіпажу й подальшого проведення за її допомогою динамічних розрахунків належить використовувати сучасні програмні комплекси, що спеціалізовані в області динаміки рухомого складу залізниць і мають відповідне підтвердження (верифіковані). 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 конфігурації поверхонь кочення коліс і рейок, формування сил взаємодії колеса і рейки (за існуючими наразі алгоритмами) тощо. Все це зменшує ймовірні помилки при моделюванні й скорочує час розробки моделі.

Комп'ютерну модель динаміки руху доцільно будувати у вигляді механічної системи твердих тіл, які поєднані шарнірними і силовими елементами, що забезпечує

To build a computer model of the dynamics of vehicle movement and subsequent dynamic calculations using it, modern software systems specialised in the field of railway rolling stock dynamics and having the appropriate confirmation (verification) should be used. Such software systems, using the solid state system approach to modelling the dynamics of technical objects, contain general procedures: automatic generation of differential or differential-algebraic equations of motion, their solution and analysis, automated processing of calculation results, graphical display of model elements and results, and are combined with specialised procedures: setting track design parameters, determining the configuration of rolling surfaces of wheels and rails, forming wheel-rail interaction forces (based on the current algorithms). All of this reduces the probability of modelling errors and shortens the time for model development.

It is advisable to build a computer model of motion dynamics in the form of a mechanical system of solids connected by hinge and force elements, which ensures sufficient accuracy in describing the dynamic behaviour of a real vehicle based on the laws of

достатню точність опису динамічної поведінки реального екіпажу на підставі законів теоретичної механіки. Модель має враховувати всі просторові степені вільності механічної системи, що представляє конкретну одиницю рухомого складу, і відбивати її конструктивні особливості та умови експлуатації. Формування комп'ютерної моделі динаміки руху рекомендується здійснювати на підставі підходу підсистем. Для однотипних підсистем опис можна створювати лише для однієї підсистеми і використовувати потрібну кількість разів, дозволяючи уникати зайвих помилок і скорочуючи час розробки моделі.

При розробці комп'ютерної моделі динаміки руху потрібно застосовувати параметризацію щодо якнайбільшої кількості вхідних параметрів, тобто визначати вхідні параметри за допомогою ідентифікаторів та виразів, забезпечуючи можливість швидкого корегування моделі. Розроблена модель має перевірятися щодо підтвердження її адекватності. Підтвердження адекватності моделі рекомендується здійснювати шляхом порівняння результатів моделювання з експериментальними даними за прискореннями кузова і рам візків в горизонтальному і

theoretical mechanics. The model should take into account all spatial degrees of freedom of the mechanical system representing a particular rolling stock unit and reflect its design features and operating conditions. It is recommended that the formation of a computer model of motion dynamics be carry out on the basis of a subsystem approach. For subsystems of the same type, a description can be created for only one subsystem and used as many times as necessary, avoiding unnecessary errors and reducing the time required to develop the model.

When developing a computer model of motion dynamics, parameterisation should be applied to as many input parameters as possible, i.e., input parameters should be defined using identifiers and expressions, providing the possibility of quick model correction. The developed model should be checked to confirm its adequacy. It is recommended to confirm the adequacy of the model by comparing the modelling results with experimental data on the accelerations of the body and bogie frames in the horizontal and vertical directions. The difference between the measured and calculated data should not exceed 10-15 %.

вертикальному напрямках. Розбіжність оцінок виміряних і розрахованих даних не має перевищувати 10-15 %.

В комп'ютерній моделі мають бути ретельно визначені параметри, які обумовлюють його динамічну поведінку, а саме, інерційні параметри тіл досліджуваної механічної системи, 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 динаміки руху геометричних моделей твердих тіл (3-D моделей деталей) не являється 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

The computer model should carefully define the parameters that determine its dynamic behaviour, namely, the inertial parameters of the bodies of the mechanical system under study, the geometric parameters of these bodies with respect to the coordinates of the hinge elements and the points of attachment of the force elements, the elastic and dissipative characteristics of the hinge and force elements.

It is not mandatory to include geometric models of solids (3-D models of parts) in the computer model of motion dynamics, but in order to prevent the possibility of erroneous setting of the geometric parameters of the system, it is advisable to use (import) geometric models of solids as graphical images of the computer model.

Before performing dynamic calculations, it is recommended to verify the description of the hinge and force elements of the model by determining the relevant force characteristics (force or moment dependence on displacement or displacement speed) based on preliminary calculations performed in the absence of track irregularities.

умови відсутності нерівностей колії.

Комп'ютерна модель динаміки руху має включати опис поверхонь кочення коліс, радіус середнього кола кочення й відстань між середніми колами кочення. 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.

Параметри колії, що використовуються при розрахунках динаміки руху, мають задаватися геометричними характеристиками плану і профілю. Опис колії за планом формується ділянками певної довжини з параметрами, що характеризують пряму, криву певного радіусу та спрямування і 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.

The computer model of the driving dynamics shall include a description of the rolling surfaces of the wheels, the radius of the centre circle and the distance between the centre circles. The parameters of the wheel rolling surface profiles should be determined from drawings or from measurement data of real profiles, for example, from taken profilograms. For the description of new profiles, it is recommended to use approximation by arcs of circles and linear functions if this is consistent with the drawings. In the case of significantly curved profiles, it is advisable to use spline interpolation.

Track parameters used in calculations of track dynamics should be specified by the geometrical characteristics of the plan and profile. The track description by plan is formed by sections of a certain length with parameters characterising a straight line, curve of a certain radius and direction and cant with additional track widening, if provided for by the design of the corresponding curve, transition curve or switch. The track description by profile is formed by sections of a certain length and slope.

До вхідних параметрів рейкової колії відноситься ширина колії, величина нахилу рейок, опис профілів робочих поверхонь вживаних рейок. Опис профілів поверхонь нових рейок виконується на підставі апроксимації дугами кіл, для опису профілю поверхні зношених рейок доцільно застосовувати інтерполяцію сплайнами.

Рекомендується проводити розрахунки за щонайменше двома станами поверхонь кочення коліс: в новому й спрацьованому в процесі експлуатації. Коефіцієнт тертя ковзання в системі колесо-рейка при розрахунках рекомендується приймати в межах 0,25-0,45.

2.2.2.2. Формування збурень від рейкової колії. Стан утримання колії відбивається в комп'ютерній моделі за допомогою геометричних нерівностей рейок. Нерівності колії носять випадковий характер і значний розкид характеристик, тому формування адекватних нерівностей колії має принципове значення при моделюванні динаміки локомотива.

Нерівності колії у горизонтальному і вертикальному напрямках можуть бути представлені у вигляді різних комбінацій детермінованих

The input parameters of the rail track include the track gauge, rail inclination, and the description of the working surface profiles of used rails. The description of the surface profiles of new rails is based on the approximation by arcs of circles, while interpolation by splines is advisable to describe the surface profile of worn rails.

It is recommended to perform calculations for at least two states of the rolling surfaces of the wheels: new and worn during operation. It is recommended to take the sliding friction coefficient in the wheel-rail system in the range of 0.25-0.45.

2.2.2.2. Formation of disturbances from the rail track. The state of track maintenance is reflected in the computer model by means of geometrical irregularities of rails. Track irregularities are random in nature and have a significant variation in characteristics, so the formation of adequate track irregularities is of fundamental importance in modelling locomotive dynamics.

Track irregularities in the horizontal and vertical directions can be represented as various combinations of deterministic components (for example, as the

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 [8, 9].

Функцію спектральної щільності еквівалентної розрахункової нерівності колії для вертикального і горизонтального напрямів пропонується формувати у вигляді аналітичного виразу:

$$\overline{G}\eta(f) = \frac{b_i V^{\gamma_i - 1}}{f^{\gamma_i}} + \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^m \frac{a_j}{\alpha_j V} \exp\left[-\frac{(f - \beta_j V)^2}{4\alpha_j^2 V^2}\right], \quad (2.17)$$

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 (2.17) 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

sum of several harmonic signals) or random functions. For modelling random track irregularities, it is recommended to use an algorithm for generating realisations of a random process based on the provided spectral density functions [8, 9].

It is proposed to form the spectral density function of the equivalent calculated track roughness for the vertical and horizontal directions in the form of the analytical expression:

where $\overline{G}\eta(f)$ – spectral density function of the equivalent bump for the medium state track, mm/Hz; V – speed of movement in m/s; f – oscillation frequency in Hz (frequency range from 0 to 100 Hz); $a_i, b_i, \alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ – calculation coefficients.

In expression (2.17), the numerical values of the coefficients for disturbances acting in the horizontal and vertical directions are different.

Thus, when modelling the disturbances acting on the running gears, it is necessary to solve the

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:

$$U(t) = \sum_{k=1}^N A_k \cos(\omega_k t + \phi_k). \quad (2.18)$$

Величини, що входять у вираз (2.18), визначаються таким чином:

$$A_k = \sqrt{2S_k \cdot \Delta f}; \quad (2.19)$$

$$\omega_k = 2\pi \cdot k \cdot \Delta f, \quad (2.20)$$

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

problem of forming the realisation of a random process in the time domain according to a given function of the spectral density of track roughness.

To construct a discrete realisation with the specified probabilistic characteristics, an algorithm based on the representation of the modelled process in the form of an expansion is used:

The quantities included in expression (2.18) are defined as follows:

where Δf – frequency sampling step; $S_k = \overline{G\eta}(f_k)$ – value of the spectral density at frequency $f_k = k \cdot \Delta f$; ϕ_k – random variable with probability density $p(\phi_k) = (2\pi)^{-1}$.

The number of terms in the series N and the sampling step Δf are chosen so that $\Delta f \cdot N = f_{\max}$, where $f_{\max}$ is the frequency that limits the range of frequency change. For $N \rightarrow \infty$ expression (2.18) defines a random process with a given

Моделювання випадкового процесу із заданою спектральною щільністю зводиться до обчислення $A_k, \omega_k, \phi_k (k = \overline{1, N})$ і подальшого підсумовування за формулою (2.18). У приведеному алгоритмі задовольняється відповідність значень частотної характеристики. Реалізації, що отримуються за допомогою виразів типу (2.18), 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 (2.17). 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:

spectral density $S(f)$.

Modelling of a random process with a given spectral density is reduced to the calculation $A_k, \omega_k, \phi_k (k = \overline{1, N})$ and subsequent summation by formula (2.18). In the above algorithm, the correspondence of the frequency response values is satisfied. The realisations obtained by expressions of the type (2.18) are periodic with period $T_p = 1/\Delta f$.

To verify the validity of the results obtained, the spectral density of the formed process (realisation) is calculated and compared with the spectral density given by expression (2.17). When numerically estimating the spectral density, it is advisable to use the method of direct Fourier transform using the Fast Fourier Transform (FFT) algorithm.

First, the numerical values $\{u_n\}$ of the realisation at the points $t_n = nh, n = 1, 2, \dots, N_t$ are calculated. The number of points $N_t = 2^M$ where the degree index M is chosen so that the cut-off frequency f_c is sufficiently high:

$$f_c = \frac{1}{2h} \geq f_{\max}, \quad (2.21)$$

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

Коефіцієнти ряду Фур'є обчислюються за формулою:

$$X_i = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=0}^{N-1} u_n \exp(-j \frac{2\pi \cdot n}{N} i) \quad (2.22)$$

при стандартних дискретних значеннях частоти

$$f_i = i / T_p, \quad i = 0, 1, 2, \dots, N-1.$$

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, використовувані у виразі (2.19).

Якщо коефіцієнти ряду Фур'є визначені за формулою (2.22), то оцінка спектральної щільності на вказаних дискретних частотах має вигляд:

where $h = T_p / N_t$ – time discretisation step.

The Fourier series coefficients are calculated by the formula:

at standard discrete frequency values

$$f_i = i / T_p, \quad i = 0, 1, 2, \dots, N-1.$$

Since the value of $T_p = 1 / \Delta f$, is chosen as the time interval for the FFT, the discrete frequency values f_i coincide with the frequency values at which the spectral density values used in expression (2.19) were calculated.

If the coefficients of the Fourier series are determined by formula (2.22), then the estimate of the spectral density at the specified discrete frequencies is:

$$G_i = 2h \cdot |X_i|^2. \quad (2.23)$$

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

In order to form a model of the disturbance due to unevenness of the railway track in the vertical direction, it is necessary to take into account the mutual deviations of the rail strands in level. To do this, the phase shift ϕ_j^l is calculated, for example, for the left wheel, and the phase shift for the right wheel is calculated using the formula:

$$\phi_j^r = \begin{cases} \phi_j^l + \pi & \text{при } \phi_j^l \leq \pi \\ \phi_j^l - \pi & \text{при } \phi_j^l > \pi \end{cases} \quad (j = \overline{j_1, j_2}), \quad (2.24)$$

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

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

2.2.2.3. Застосування результатів комп'ютерного моделювання динаміки руху. За рахунок проведення аналізу і оцінки отриманих шляхом моделювання динамічних величин обчислюється критична швидкість; здійснюється вибір раціональних параметрів підвішування; визначаються динамічні показники, які не піддаються безпосередньому вимірюванню, скорочуючи загальний обсяг випробувань; виконується прогнозування

$$\phi_j^r = \begin{cases} \phi_j^l + \pi & \text{at } \phi_j^l \leq \pi \\ \phi_j^l - \pi & \text{at } \phi_j^l > \pi \end{cases} \quad (j = \overline{j_1, j_2}), \quad (2.24)$$

where j_1, j_2 – numbers of frequencies that, for a given locomotive speed, determine the wavelengths of the mutual deviations of the rail threads by level.

The description of irregularities can be made on the basis of actual measurements of rail track deviations made by track measuring equipment. In this case, track irregularities in the horizontal and vertical directions are calculated from the data obtained by the track measuring wagon based on the inverse transformation function of the measuring system.

2.2.2.3. Application of the results of computer modelling of motion dynamics. Due to the analysis and assessment of the dynamic values obtained by modeling, the critical speed is calculated; rational suspension parameters are selected; dynamic indicators that cannot be directly measured are determined, reducing the total amount of tests; forecasting of the wear of the rolling surfaces of the wheels during operation; the characteristics of dynamic loads, which are required for assessing

зносую поверхонь кочення коліс під час експлуатації; уточнюються характеристики динамічних навантажень, які потрібні для оцінювання міцності та довговічності несівних конструкцій і проведення їх стендових випробувань.

При визначенні критичної швидкості можливо застосування двох підходів [48]:

– перший підхід, засновано на аналізі дійсних частин власних значень

$$h_{\max} = \max_{j=1,2n} h_j = \max_{j=1,2n} \operatorname{Re}(\lambda_j)$$

матриці коефіцієнтів рівнянь руху (розв'язок задачі про стійкість 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 екіпажу наближені до лінійних і за умови, якщо лінеаризація системи рівнянь здійснюється коректно в математичному сенсі. За лінеаризованою системою рівнянь руху формується матриця коефіцієнтів. При цьому для опису умов контакту коліс і рейок різних типів застосовується параметр еквівалентної конусності $\operatorname{tg}\gamma_e$ [65].

the strength and durability of load-bearing structures and carrying out their bench tests, are clarified.

Two approaches can be used to determine the critical speed [48]:

– the first approach is based on the analysis of the real parts of the eigenvalues

$$h_{\max} = \max_{j=1,2n} h_j = \max_{j=1,2n} \operatorname{Re}(\lambda_j)$$

of the matrix of coefficients of the equations of motion (solving the stability problem according to O.M. Lyapunov in the first approximation);

– the second approach is based on calculations by integrating the system of equations of motion in general form in the absence of external disturbances.

The first approach is used exclusively for cases where the equations of motion of the vehicle are close to linear and provided that the linearisation of the system of equations is formulated correctly in the mathematical sense. The linearised system of equations of motion is used to form a matrix of coefficients. At the same time, the equivalent taper parameter $\operatorname{tg}\gamma_e$ is used to describe the contact conditions of wheels and rails of different types [65].

By definition, the equivalent conicity for a given wheelset running on a given track is equal to the tangent angle γ_e of the conical profile of the wheelset, i.e.

За визначенням еквівалентна конусність для даної колісної пари, що рухається заданою колією, дорівнює тангенсу кута γ_e кінцевого профілю колісної пари, тобто $\operatorname{tg}\gamma_e$, 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 $\hat{y}$ поперечного переміщення колісної пари відносно рейкової колії, тобто $\operatorname{tg}\gamma_e = f(\gamma)$.

Для будь-якої колісної пари на рейках довільного профілю робочих поверхонь визначення еквівалентної конусності $\operatorname{tg}\gamma_e$ 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 $\hat{y}$ колісної пари на колії.

При визначенні профілів коліс і рейок шляхом вимірювання можуть використовуватись пристрої спеціального призначення, такі,

$\operatorname{tg}\gamma_e$, which has the same kinematic wavelength λ as the wheelset on the straight section of the track and on curves of large radius. The equivalent conicity is a function of the maximum amplitude $\hat{y}$ of the transverse displacement of the wheelset relative to the rail track, i.e. $\operatorname{tg}\gamma_e = f(\gamma)$.

For any wheelset on rails of an arbitrary running surface profile, the equivalent conicity $\operatorname{tg}\gamma_e$ is determined by the following procedure:

- the profiles of the wheel and rail are determined, either by measurements in real conditions or based on the design problem;
- determine the dependence of the difference in the radii of the rolling circles of the wheels Δr of the wheelset under consideration on its transverse displacement y , i.e. the characteristic $\Delta r = f(y)$;
- the equivalent conicity for the transverse displacement $\hat{y}$ of the wheelset on the track is determined.

When determining the profiles of wheels and rails by measurement, special-purpose devices can be used, such as, for example, profilers or automatic rail

як, наприклад, профілографи або системи автоматичного обмірювання рейок, якими обладнуються спеціалізовані колійні машини чи колійовимірювальні вагони.

Обчислення еквівалентної конусності для фактичного переміщення колісної пари з амплітудою звивистого руху $\hat{y}$ виконується у два способи:

– або застосовуючи формулу Клінгеля:

$$\operatorname{tg} \gamma_e = \left(\frac{\pi}{\lambda} \right)^2 2er_0, \quad (2.25)$$

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

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_{KP} .

У випадку, коли у структурі досліджуваного рейкового екіпажу наявні відкриті пари сухого тертя у сполученнях несівних елементів ходових частин між собою та кузовом, можливі зупинки у відносних

measurement systems equipped with specialised track machines or track measuring wagons.

The calculation of the equivalent conicity for the actual movement of a wheelset with a torsional amplitude $\hat{y}$ is performed in two ways:

– either by applying the Klingel formula:

– or by applying a linear least-squares regression to the part of the characteristic $\Delta r = f(y)$ within the interval $2\hat{y}$ (the angular coefficient of the regression equation is $2\operatorname{tg} \gamma_e$).

Based on the results of calculating the eigenvalues of the coefficient matrix for different driving speeds, graphs of the $h_{\max}(V)$ dependencies are plotted. The value of the movement speed corresponding to the point of intersection of the curve $h_{\max}(V)$ with the abscissa axis, i.e. when $h_{\max} = 0$, is the critical speed V_{KP} .

In the case when the structure of the studied rail wagon has open dry friction pairs in the connections of the bearing elements of the running gear with each other and the body, stops in

переміщеннях окремих тіл системи. Таким чином, система може втрачати ступені вільності і переходити з одного структурного стану в інший. Отже, вихідну розрахункову систему можна розглядати як систему з перемінною структурою. Кількість можливих структурних станів такої системи дорівнює 2^i (i – кількість вузлів тертя).

На підставі концепції структурної 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

the relative movements of individual bodies of the system are possible. Thus, the system can lose degrees of freedom and move from one structural state to another. Thus, the initial design system can be considered as a system with a variable structure. The number of possible structural states of such a system is 2^i (i – the number of friction nodes).

Based on the concept of structural variability of the initial system, which imitates the dynamic behaviour of a freight wagon, a method for determining critical speeds using the method of linearisation of discrete systems with dry friction nodes has been proposed [66]. The essence of this method is to replace the original nonlinear system l with linear subsystems ($l = 2^i$). Each of the l subsystems corresponds to one of the possible states of the original nonlinear system. Such subsystems are constructed in accordance with the structural changes in the original system due to the alternate closure of dry friction links.

In the construction of linear subsystems, the main thing is to determine the parameters of viscous friction, which replaces dry friction in unclosed links. According to the developed methodology for the formation of

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 [67]. Стосовно моделі роботи пристроїв спирання кузова на візки при їх взаємних поворотах згадана формула має вигляд:

$$\beta_{1-i}^l = 4W / \pi \cdot \Delta\psi_{1-j} \cdot \omega, \quad (2.26)$$

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 $h_{\max}^{(l)} = \max(\operatorname{Re} \lambda_i^{(l)})$, де $\lambda_i^{(l)}$ – власні значення матриць $A^{(l)}$. Для кожної системи визначається критична швидкість $V_{KP}^{(lm)}$ як значення

linear subsystems, the determination of the coefficient of equivalent viscous resistance β_{i-j}^l in i - j the linkage of a multi-mass self-oscillatory system is carried out using a formula similar to that used by S.P. Timoshenko in the study of forced oscillations of an oscillator with dry friction [67]. Regarding the model of operation of the devices for resting the body on the bogies during their mutual rotation, the above formula has the form:

where $\Delta\psi_{1-j}$ – amplitude values of the angles of mutual rotation of the body and bogies; ω – frequency of self-oscillations.

The values of $\Delta\psi_{1-j}$ and ω are determined by an iterative method based on a step-by-step solution and analysis of the complete problem of the eigenvalues of the matrices of coefficients of the equations of motion of subsystems of type $\dot{x} = A^{(l)} \cdot x$. At the same time, the stability of possible states of the system (subsystems) is assessed.

The stability indicator is taken as the value of $h_{\max}^{(l)} = \max(\operatorname{Re} \lambda_i^{(l)})$, where $\lambda_i^{(l)}$ are the eigenvalues of the matrices $A^{(l)}$. For each system, the critical speed $V_{KP}^{(lm)}$ is

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:

$$V_{AK} = \min |V_{KP}^{(1)}, V_{KP}^{(2)}, \dots, V_{KP}^{(l)}|. \quad (2.27)$$

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 лінеаризуються.

Другий підхід до визначення критичної швидкості використовується у випадку нелінійних рівнянь руху екіпажу. При цьому моделюється рух екіпажу з початковим відхиленням колісних пар в горизонтальному напрямку. На підставі аналізу процесів поперечних переміщень колісних пар при різних швидкостях встановлюється значення критичної швидкості V_{AK} . Ознакою втрати екіпажем стійкості руху є поява незгасаючих коливань впливання

determined as the value of the speed V at $h_{\max}^{(l)} = 0$, i.e. $h_{\max}^{(l)}(V_{KP}^{(l)}) = 0$. The smallest of the spectrum of critical speeds obtained in this way is the motion speed V_{AK} , at which self-excited vibrations occur in the studied system with dry friction, i.e.

Thus, the motion stability indicators of the least stable of a number of subsystems, which approximate the original system, determine the conditions for the occurrence of self-excited vibrations of the studied rail vehicle. Thus, the method of structural linearisation allows to extend the powerful methods of linear algebra to the class of systems that are fundamentally non-linear.

The second approach to determining the critical speed is used in the case of nonlinear equations of vehicle motion. In this case, the movement of the vehicle is modelled with an initial deviation of the wheelsets in the horizontal direction. Based on the analysis of the processes of transverse displacements of wheelsets at different speeds, the value of the critical speed V_{AK} is determined. A sign of the loss of stability by the vehicle is the

колісних пар з періодичним набіганням коліс гребенями на рейки.

Чисельний експеримент, який проводиться з метою вибору раціональних характеристик й параметрів ресорного підвішування, здійснюється на підставі проведення розрахунків 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 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 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

appearance of unquenchable oscillations of wheelset hunting with periodic running of the wheels with the flanges on the rails.

The numerical experiment, which is carried out to select the rational characteristics and parameters of the spring suspension, is carried out on the basis of calculations on straight and circular curves, with track irregularities in the horizontal and vertical directions. The calculated speed range covers values of V from $0.4 V_{\max}$ to $V_{\max}$.

Based on the results of the calculations, statistical processing of the indicators for individual variants is carried out, and the maximum, average and root mean square values of all indicators are calculated and plotted against the speed. The resulting output values are compared with the limit values of the relevant indicators. If the limit values are exceeded, the suspension parameters are changed and the calculation is repeated. It should be taken into account that movement on straight and curved track sections causes contradictory effects on the dynamics indicators, so the numerical experiment should be performed for all modes of track arrangement based on a targeted selection of rational parameters, using, for example, an algorithm of successive approximations.

раціональних параметрів, з застосуванням, наприклад, алгоритму послідовних наближень.

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

У випадках, коли в конструкцію екіпажної частини внесено визначені зміни, за яких допускається проведення ходових випробувань за скороченою програмою, рекомендується до використання розрахунково-експериментальний метод (РЕМ) оцінки динамічних властивостей рухомого складу [68]. При цьому нестачу вихідних величин, які отримуються експериментально, можна заповнити результатами математичного моделювання динаміки досліджуваного екіпажу. Ідея даного методу полягає в розширенні обмежених експериментальних даних про динамічну поведінку будь-якої одиниці рухомого складу за рахунок використання відповідних математичних моделей.

Технологія застосування РЕМ

Evaluation of dynamic indicators based on the results of computer simulations should be performed before and/or during its running tests. In this case, firstly, indicators of the vehicle dynamics that cannot be directly measured are obtained, and secondly, the total volume of tests is reduced.

In cases where certain changes have been made to the design of the vehicle unit, which allow for running tests according to a shortened programme, it is recommended to use the calculation-experimental method (CEM) for assessing the dynamic properties of rolling stock [68]. In this case, the lack of experimental initial values can be compensated by the results of mathematical modelling of the dynamics of the vehicle under study. The idea of this method is to expand the limited experimental data on the dynamic behaviour of any unit of rolling stock by using appropriate mathematical models.

The technology of using CEM to assess the dynamic properties of a rolling stock unit involves a number of the following sequential operations:

– a mathematical model of forced spatial oscillations of the vehicle is created, which is implemented in a computer model using special

для оцінки динамічних властивостей одиниці рухомого складу передбачає виконання ряду наступних послідовних операцій:

- створюється математична модель вимушених просторових коливань екіпажу, яка за допомогою спеціального програмного забезпечення реалізується в комп'ютерній моделі;

- проводяться ходові динамічні випробування екіпажу за спрощеною процедурою, обмежуючись вимірюваннями прискорень (зокрема ці вимірювання можуть здійснюватись в умовах експлуатації);

- за отриманими експериментальними даними проводиться налаштування побудованої комп'ютерної моделі до задовільної узгодженості результатів випробувань і розрахункових даних;

- за допомогою відкоригованої комп'ютерної моделі розраховується повний спектр вихідних величин, необхідних для всебічної оцінки динамічних якостей екіпажу.

За результатами чисельного експерименту рекомендується надавати прогнозні оцінки щодо ймовірного зносу поверхонь кочення коліс за колом кочення і гребеня в залежності від нормованого ресурсу колісних пар.

software;

- running dynamic tests of the vehicle are carried out according to a simplified procedure, limited to measurements of accelerations (in particular, these measurements can be carried out under operating conditions);

- based on the obtained experimental data, the computer model is adjusted to satisfactory consistency of the test results and calculated data;

- the adjusted computer model is used to calculate the full range of output values required for a comprehensive assessment of the dynamic qualities of the vehicle.

Based on the results of the numerical experiment, it is recommended to provide predictive estimates of the probable wear of the rolling surfaces of wheels along the rolling circle and flange, depending on the normalised service life of the wheelsets.

2.2.3. Оцінювання дії рухомого складу на колію

При проектуванні одиниць рухомого складу 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. При оцінюванні дії рухомого складу на колію аналізуються такі величини [69]: динамічні напруження в головках і кромках підшов рейок; напруження в зовнішній кромці гостряків; силові навантаження рейок на шпали; пружні загальні деформації рейок; вертикальні та горизонтальні поперечні динамічні сили, які діють на рейки; залишкові вертикальні, горизонтальні поздовжні та поперечні переміщення рейок; напруження в баласті й на основній площадці земляного полотна; напруження в рейкових скріпленнях. Вимірювання вібраційних процесів у колійній структурі на дослідних ділянках мають бути ув'язаними за часом із динамічними процесами, що вимірюються в рухомому складі при проходженні цих ділянок колії.

Очікувана дія на колію нових і модернізованих екіпажів повинна перевірятись в процесі їх проектування методами

2.2.3. Assessment of rolling stock impact on the track

When designing rolling stock units, the calculated level of their force interaction with the track should ensure traffic safety in terms of indicators characterising the stability of the wheel against creeping onto the rail head, the stability of the rail and sleeper grid against displacement, and the strength of the track superstructure. When assessing the impact of rolling stock on the track, the following values are analysed [69] dynamic stresses in the heads and edges of rail soles; stresses in the outer edge of the ties; force loads of rails on sleepers; elastic general deformations of rails; vertical and horizontal transverse dynamic forces acting on rails; residual vertical, horizontal longitudinal and transverse displacements of rails; stresses in ballast and on the main subgrade; stresses in rail fasteners. Measurements of vibration processes in the track structure at the test sections should be time-coordinated with the dynamic processes measured in the rolling stock during the passage of these track sections.

The expected impact on the track of new and upgraded trains should be checked during their design using mathematical modelling methods, considering the regulatory tolerances for the maintenance of running gear and

математичного моделювання з урахуванням нормативних допусків утримання ходових частин і колії, проєктних і допустимих швидкостей руху колією відповідної конструкції і стану (при конструкційній швидкості – на колії доброго стану, при допустимій швидкості – на колії задовільного стану).

Визначення розрахункових показників, що характеризують дію екіпажу на колію, має проводитись при граничних допусках на знос рейок і відхилення від норм будови й утримання колії. При цьому відхилення від проєкту за конструкцією повинні знаходитись у межах встановлених допусків, а технічний стан ходових частин, включно з колісними парами, має відповідати встановленим експлуатаційним допускам.

2.2.3.1. Визначення показників силової взаємодії рухомого складу і колії за напруженнями в рейках. Вимірювання з метою експериментального визначення рівня динамічних напружень у кромках підшви рейок (кромкові напруження) здійснюються з застосуванням тензометричних схем. Тензометричні схеми монтуються в одному перетині рейки на зовнішній та внутрішній кромках підшви рейок (на елементах стрілочних

track, design and permissible speeds on the track of the relevant design and condition (at design speed – on a track in good condition, at permissible speed – on a track in satisfactory condition).

Determination of the design indicators characterising the impact of the vehicle on the track should be carried out at the maximum tolerances for rail wear and deviations from the norms of track construction and maintenance. At the same time, deviations from the design should be within the established tolerances, and the technical condition of the running gears, including wheelsets, should meet the established operational tolerances.

2.2.3.1 Determination of indicators of force interaction between rolling stock and track by stresses in the rails. Measurements for the purpose of experimental determination of the level of dynamic stresses in the edges of the rail sole (edge stresses) are carried out using strain gauges. The strain gauges are mounted in one rail section on the outer and inner edges of the rail sole (strain gauges can be installed on turnouts only on the outer edge of the rail sole). The number of

переводів можливе встановлення тензорезисторів тільки на зовнішній кромці підшви рейки). Кількість вимірювальних перетинів на рейці повинно складати не менше 12.

Електричне калібрування тензометричних схем для вимірювання кромкових напружень виконується за допомогою активних тензорезисторів з опором, що становить:

$$R_k = \frac{R_g \cdot E}{1,28 \cdot k \cdot \sigma} \text{ Ohm,} \quad (2.28)$$

де σ – розрахункове напруження у кромці підшви рейки в поздовжньому напрямку; E – модуль пружності; k – коефіцієнт тензочутливості тензорезистора.

Достатність об'єму експериментальної інформації N оцінюється за формулою:

$$N \geq \frac{9,375 \cdot S^2}{\Delta}, \quad (2.29)$$

де S – очікуване середньоквадратичне відхилення реалізації динамічних напружень, визначене за попередніми випробовуваннями локомотива близького за конструкцією до випробовуваного; Δ – задана похибка визначення максимального ймовірного (для квантиля 0,994) значення.

measuring sections on the rail should be at least 12.

The electrical calibration of strain gauge circuits for measuring edge stresses is performed using active strain gauges with a resistance of:

where σ – calculated stress at the edge of the rail sole in the longitudinal direction; E – modulus of elasticity; k – strain gauge sensitivity coefficient.

The sufficiency of the amount of experimental information N is estimated by the formula:

where S – expected standard deviation of the realisation of dynamic stresses determined from previous tests of a locomotive similar in design to the one under test; Δ – specified error in determining the maximum probable (for quantile 0.994) value.

Реалізація динамічних кромкових напружень являє собою імпульсні випадкові процеси, статистична обробка яких полягає у побудові гістограм розподілу імпульсів, стандартів і максимальних ймовірних значень. При цьому проводиться вирівнювання емпіричних гістограм теоретичними законами розподілу Гауса або Ерміта – Чебишева з визначенням квантиля, відповідному ймовірності 0,994.

Динамічні напруження у зовнішній кромці кривого гостряка стрілочного перевodu, які виникають під дією коліс при русі на бокове направлення перевodu, визначаються у перетинах з шириною гостряка 20, 30, 50, 70 мм.

Показники взаємодії рухомого складу і колії визначаються з урахуванням розрахунку колії на міцність. При проведенні розрахунків використовують експериментальну інформацію про вертикальні і горизонтальні сили взаємодії екіпажу і колії.

Для вимірювання вертикальних сил, що діють на рейки під час руху екіпажів, використовують тензометричні схеми за типом представленим на рис. 2.3. За нормами [69] вимірювальних перетинів на випробувальних ділянках залізничної колії має бути не менше ніж 16, а на випробувальному стрілочному переводі не менше ніж 8.

The implementation of dynamic edge stresses is a pulsed random process, the statistical processing of which consists in constructing histograms of the distribution of pulses, standards and maximum probable values. The empirical histograms are aligned with the theoretical distribution laws of Gauss or Hermite-Chebyshev with the quantile corresponding to the probability of 0.994.

Dynamic stresses in the outer edge of the curve of the turnout point, which arise under the action of wheels when moving in the lateral direction of the turnout, are determined in sections with a point width of 20, 30, 50, and 70 mm.

Indicators of interaction between rolling stock and track are determined based on the track strength calculation. The calculations are based on experimental information on the vertical and horizontal forces of interaction between the vehicle and the track.

Strain gauges of the schemes as those shown in Fig. 2.3 are used to measure the vertical forces acting on the rails as the vehicles move. According to the standards [69], the number of measuring sections on the test sections of the railway track should be at least 16, and on the test switch at least 8.

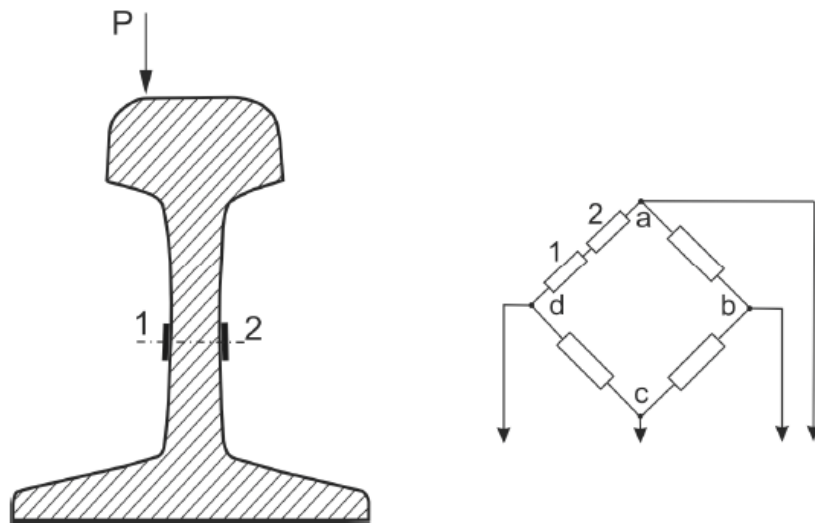


Рис. 2.3. Схема обладнання рейки тензорезисторами для вимірювання вертикальних сил P : 1, 2 – номери тензорезисторів; a , c – вимірювальна діагональ; d , b – живлення мосту (рис. 3 в [69])
 Fig. 2.3. Scheme of rail equipment with strain gauges for measuring vertical forces P : 1, 2 – numbers of strain gauges; a , c – measuring diagonal; d , b – power supply to the bridge (Fig. 3 in [69])

Тарування тензометричних схем виконують прокочуванням дослідного залізничного рухомого складу зі швидкістю від 5 км/год до 10 км/год або прикладанням до рейок так званих контрольних еталонних навантажень. При цьому величина вертикального навантаження має бути в діапазоні від 0 до 220 кН. У разі прокочування рухомого складу величину вертикального навантаження приймають такою, що дорівнює статичному навантаженню колісної пари на рейки за даними протоколу поколісного зважування.

При визначенні величини бокової сили за методом Шлюмпфа тензометричні

Strain gauge calibration is carried out by rolling the test rolling stock at a speed of 5 km/h to 10 km/h or by applying so-called control reference loads to the rails. In this case, the vertical load should be in the range from 0 to 220 kN. In the case of rolling stock, the vertical load is taken to be equal to the static load of the wheelset on the rails according to the data of the generation weighing protocol.

When determining the lateral force by the Schlumpf method, strain gauges are installed on the rail neck and assembled into an active strain gauge circuit as shown in Fig. 2.4.

датчики встановлюють на шийку рейки та збирають у активну тензометричну схему так, як це показано на рис. 2.4.

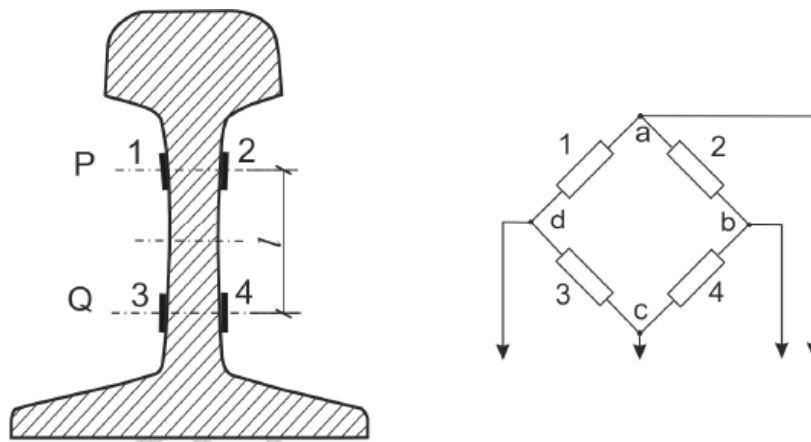


Рис. 2.4. Схема обладнання рейки тензорезисторами для вимірювання бокових сил методом Шлюмпфа: P , Q – перетини рейки; 1, 2, 3, 4 – номери тензорезисторів; l – відстань між тензорезисторами; a , c – вимірювальна діагональ; d , b – живлення мосту (рис. 2 в [69])

Fig. 2.4. Scheme of rail equipment with strain gauges for measuring lateral forces by the Schlumpf method: P , Q – rail cross-sections; 1, 2, 3, 4 – strain gauge numbers; l – distance between strain gauges; a , c – measuring diagonal; d , b – bridge power supply (Fig. 2 in [69])

Бокові сили Y , кН, які визначають за методом Шлюмпфа, обчислюють за формулою [69]:

$$Y = \frac{M_Q - M_P}{l}, \quad (2.30)$$

де M_Q і M_P – згинальні моменти в перетинах рейок Q і P , кН/мм.

Кількість вимірювальних перетинів для вимірювання бокових сил така сама, як і у випадку вимірювання вертикальних сил.

The lateral forces Y , кН, determined by the Schlumpf method, are calculated using the formula [69]:

where M_Q and M_P – bending moments in the sections of rails Q and P , кН/мм.

The number of measuring sections for measuring lateral forces is the same as for measuring vertical forces.

Тарування тензометричних схем для вимірювання бокових сил виконують прикладанням в середній частині головки рейки у вимірювальному перетині контрольних еталонних навантажень у площині залізничної колії з одночасним прикладанням вертикального навантаження у вимірювальному перетині рейки.

Динамічне погонне навантаження на колію від групи осей одного візка визначається за формулою [69]:

The calibration of strain gauge schemes for measuring lateral forces is performed by applying control reference loads in the plane of the railway track in the middle part of the rail head in the measuring section with the simultaneous application of a vertical load in the measuring section of the rail.

The dynamic longitudinal load on the track from a group of axles of one bogie is determined by the formula [69]:

$$q = \frac{n \cdot P_0 \cdot (1 + K)}{l_{cp} + 2,2}, \quad (2.31)$$

де n – кількість осей у візку; P_0 – статичне осьове навантаження, кН; l – відстань між крайніми осями візка, м; K – коефіцієнт вертикальної динаміки надресорної будови екіпажу.

Згідно з ДСТУ 7571:2014 [69] коефіцієнт стійкості рейкошпальної решітки α від поперечного зсуву оцінюють за відношенням максимального горизонтального динамічного навантаження від колеса на рейку $H_{\max}$ до середнього вертикального динамічного навантаження рейки P_{cp} та обчислюють за формулою:

where n – number of axles in the bogie; P_0 – static axial load, kN; l – distance between the extreme axles of the bogie, m; K – coefficient of vertical dynamics of the superstructure of the wagon.

According to DSTU 7571:2014 [69], the stability coefficient of the rail and sleeper grid α against transverse shear is estimated by the ratio of the maximum horizontal dynamic load from the wheel to the rail $H_{\max}$ to the average vertical dynamic load of the rail P_{cp} and is calculated by the formula:

$$\alpha = \frac{H_{\max}}{P_{cp}}. \quad (2.32)$$

На залізницях колії 1435 мм поперечна дія рухомого складу на колію оцінюється за сумою напрямних сил $\sum Y_{\max}$ – критерій Прюдома [70]. Максимально допустима (критична) величина цього показника за умов стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву визначається за формулою (1.16).

On railways with a track gauge of 1435 mm, the transverse impact of rolling stock on the track is estimated by the sum of the guiding forces $\sum Y_{\max}$ – the Prud'homme's criterion [70]. The maximum permissible (critical) value of this indicator under the conditions of rail and sleeper lattice stability against shear is determined by formula (1.16).

2.2.3.2. Визначення показників силової взаємодії рухомого складу і колії за допомогою вимірювальних колісних пар. Новітні розробки систем безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок засновані на використанні технологій, які дозволяють обладнувати колісні пари довільної конфігурації без втручання в конструкцію з використанням бездротової передачі сигналів від тензометричних схем [71-73]. Системи вимірювальних колісних пар (ВКП) включають власне колісні пари, які оснащуються тензометричними схемами та засобами передачі даних тензометрії до блоків реєстрації, накопичення та обробки цих даних.

2.2.3.2. Determination of indicators of force interaction between rolling stock and track using measuring wheelsets. The latest developments of systems for direct measurement of the forces of interaction between wheels and rails are based on the use of technologies that allow equipping wheelsets of arbitrary configuration without interfering with the structure using wireless transmission of signals from strain gauges [71-73]. Measuring wheelsets systems (MWS) include the wheelsets themselves, which are equipped with strain gauges and means of transmitting strain gauge data to units for recording, accumulating and processing these data.

Місця розміщення тензометрів на дисках коліс

The locations of the strain gauges on the wheel discs of the wheelset and the methods of their inclusion

колісної пари і способи їх включення у вимірювальну схему повинні бути такими, щоб при достатній чутливості схеми до вимірювальної сили було виключено вплив на схему сили другого напрямку. Визначення точок розташування тензометрів має проводитись на підставі результатів попередніх досліджень напружено-деформаційного стану коліс, за якими встановлюються зони деформаційної чутливості до вертикальних і бокових навантажень коліс [74].

Для проведення розрахунку напружено-деформованого стану колісної пари методом кінцевих елементів згідно конструкторської документації створюються 3D-моделі вагонного колеса, осі та рейки. З розроблених 3D-моделей вказаних елементів складається 3D-модель колісної пари, встановленої на рейки (рис. 2.5). Створена таким чином 3D-модель колісної пари використовується при побудові розрахункової моделі за методом кінцевих елементів.

in the measuring circuit should be such that, with sufficient sensitivity of the circuit to the measuring force, the influence of the second direction force on the circuit is excluded. The determination of the location of the strain gauges should be based on the results of previous studies of the stress-strain state of the wheels, which are used to establish the zones of deformation sensitivity to vertical and lateral loads of the wheels [74].

To calculate the stressed state of a wheelset using the finite element method, 3D models of the wheel, axle, and rail are created according to the design documentation. The developed 3D models of these elements are used to create a 3D model of a wheelset mounted on rails (Fig. 2.5). The 3D model of the wheelset created in this way is used to build a computational model using the finite element method.

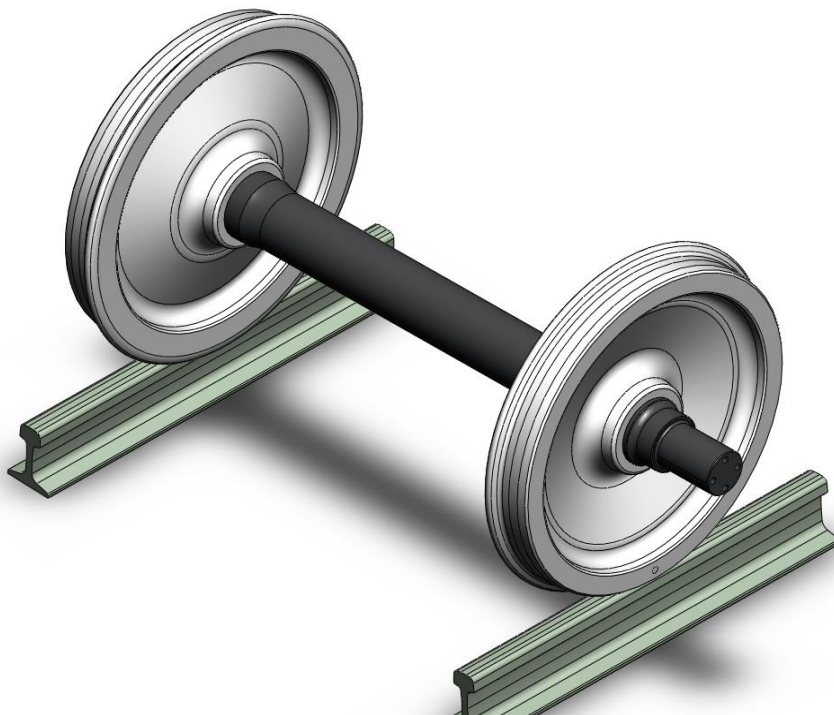


Рис. 2.5. 3D-модель колісної пари
Fig. 2.5. 3D model of a wheel set

Визначення зон деформаційної чутливості диска колеса проведено за наступними розрахунковими випадками навантаження колісної пари:

- а) вертикальне навантаження;
- б) навантаження

вертикальними силами та силами від дії тарувальної системи (горизонтальне навантаження).

Вертикальні навантаження задавались, виходячи з маси вагона 52 т. Схемою бокового навантаження імітувалось прикладання до зовнішньої грані колеса над контактом з рейкою горизонтально направлених сил від тарувального пристрою. В розрахунках величина бокової сили задавалась на рівні 50 кН.

На рис. 2.6 і 2.7 приведено картину розподілу поверхневих

The determination of the zones of deformation sensitivity of the wheel rim was carried out for the following design cases of wheelset loading:

- a) vertical loading;
- b) loading by vertical forces and forces from the tare system (horizontal loading).

Vertical loads were set based on the weight of the wagon of 52 ton. The lateral loading scheme simulated the application of horizontally directed forces from the tare device to the outer edge of the wheel above the contact with the rail. In the calculations, the lateral force was set at 50 kN.

In Figs. 2.6 and 2.7 show the

напружень колеса при вертикальному навантаженні (рис. 2.6) та при одночасній дії вертикальних і бокових сил (рис. 2.7). Як видно, найбільші напруження в диску колеса при вертикальному навантаженні виникають в зоні переходу диска до обода (зона I), а також в місці, що прилягає до маточини (зона III). При боковому навантаженні поряд з зоною прилягання до маточини спостерігається поширення деформацій на середню частину диска (зона II).

distribution of the wheel surface stresses under vertical loading (Fig. 2.6) and under the simultaneous action of vertical and lateral forces (Fig. 2.7). It is shown that the highest stresses in the wheel disc when subjected to vertical loading are concentrated in the region where the rim meets the disk (zone I), as well as in the area adjacent to the hub (zone III). Under lateral loading, along with the area adjacent to the hub, deformations are observed to propagate to the middle part of the disc (zone II).

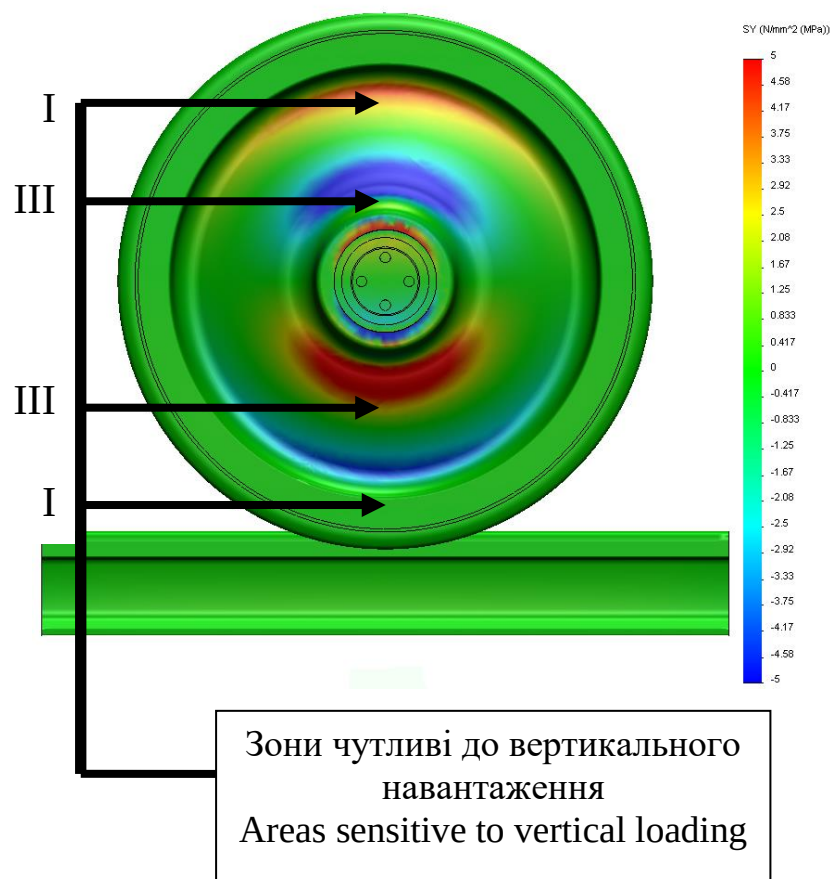


Рис. 2.6. Епюри нормальних радіальних напружень в диску колеса при вертикальному навантаженні

Fig. 2.6. Diagrams of normal radial stresses in the wheel disc under vertical loading

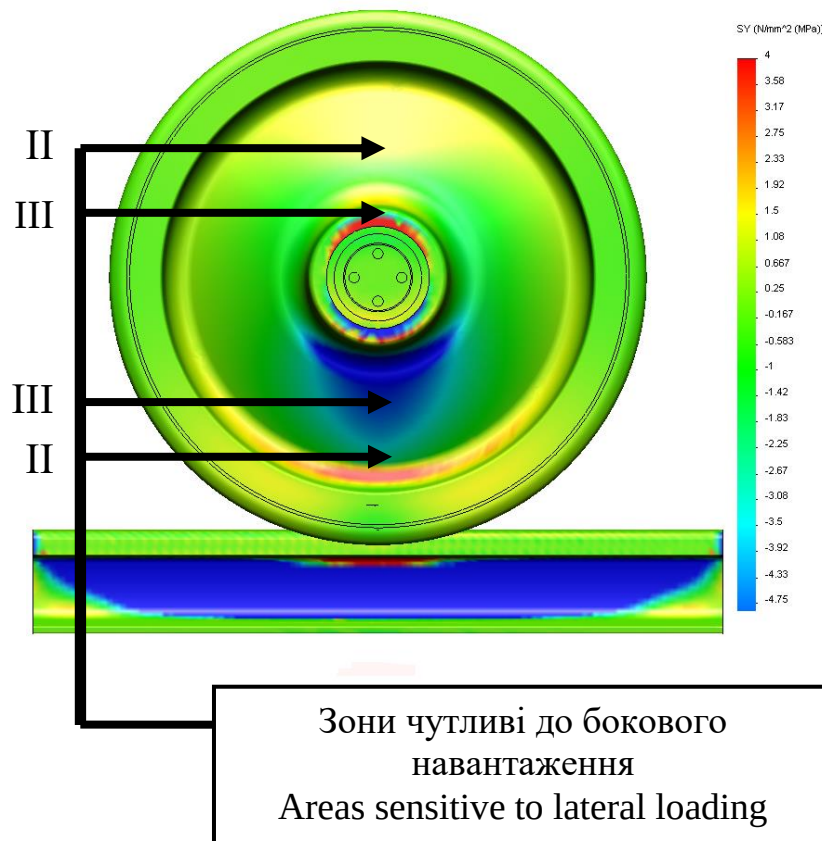


Рис. 2.7. Епюри нормальних радіальних напружень в диску колеса при комбінованому навантаженні

Fig. 2.7. Diagrams of normal radial stresses in the wheel disc under combined loading

Таким чином, за результатами розрахунків НДС диска колеса зона III виявилась найбільш чутливою за деформаціями як до вертикального, так і до бокового навантаження. Тому для вимірювання бокового навантаження слід обрати зону II, яка практично чутлива лише до бокових сил, а для вимірювання вертикального навантаження – зону I.

За результатами міцнісних розрахунків коліс визначаються зони деформаційної чутливості дисків по відношенню до дії вертикальних і горизонтальних

Thus, according to the results of calculations of the wheel rim stressed state, zone III turned out to be the most sensitive in terms of deformations to both vertical and lateral loads. Therefore, zone II, which is practically sensitive only to lateral forces, should be selected for measuring lateral load, and zone I should be selected for measuring vertical load.

The zones of deformation sensitivity of the discs in response to the action of vertical and horizontal loads are determined on the basis of the results of wheel

навантажень. Місця розміщення тензометрів на дисках коліс мають уточнюватись за результатами даних попередніх експериментальних досліджень.

За результатами дослідного аналізу мають розроблятися рекомендації щодо схем остаточного розміщення тензометрів на дисках коліс. Приклади рекомендованих, за наведеними вище результатами проведених в рамках цієї роботи досліджень, місць розміщення тензометрів на диску колеса показано на рис. 2.8 і 2.9.

strength calculations. The locations of strain gauges on wheel discs should be determined on the basis of the results of previous experimental studies.

Based on the results of the experimental analysis, recommendations should be developed for the final arrangement of the strain gauges on the wheel discs. Examples of the recommended locations for placing strain gauges on the wheel rim, based on the above results of the studies conducted as part of this work, are shown in Figs. 2.8 і 2.9.

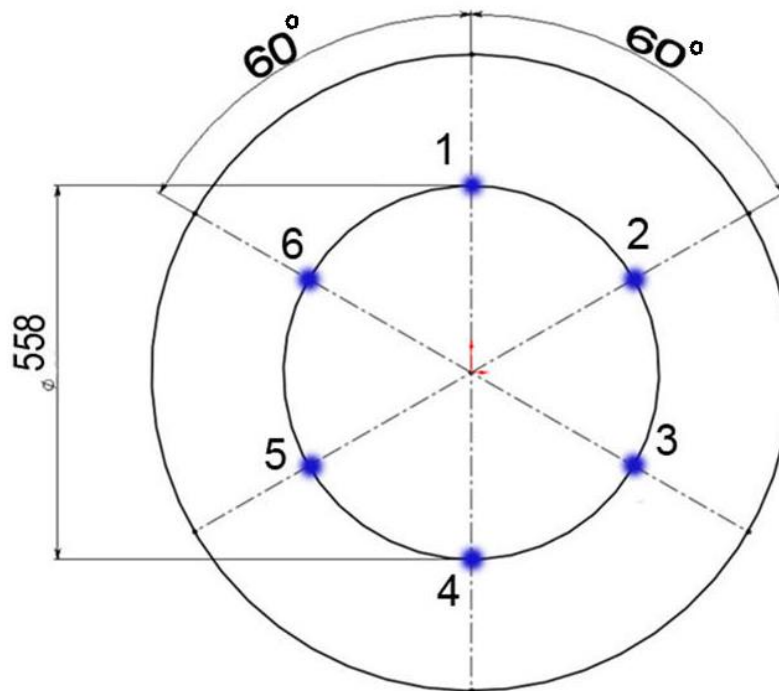


Рис. 2.8. Схема розміщення тензометрів для вимірювання деформацій від вертикального навантаження

Fig. 2.8. Layout of strain gauges for measuring deformations due to vertical loading

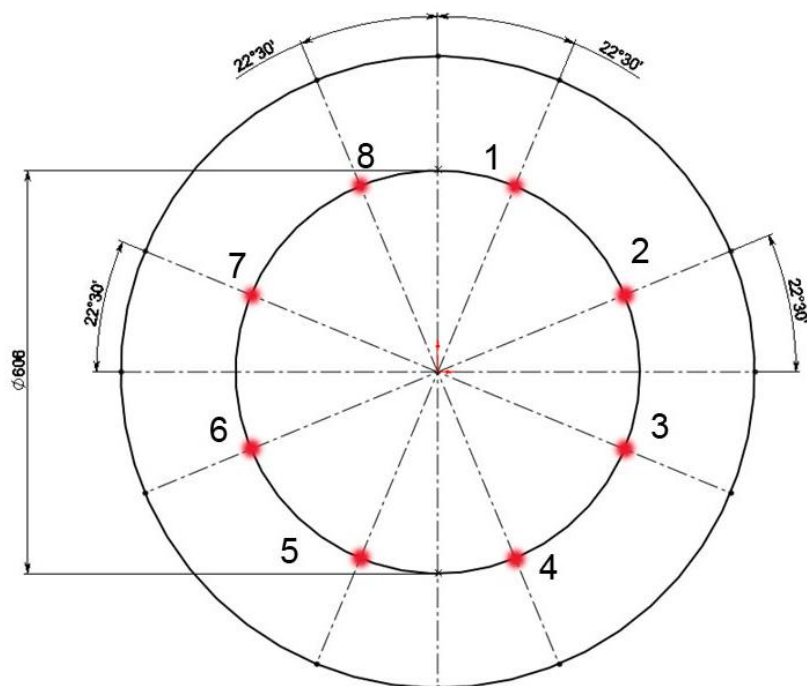


Рис. 2.9. Схема розміщення тензометрів для вимірювання деформацій від бокового навантаження

Fig. 2.9. Layout of strain gauges for measuring deformations due to lateral loading

Для досягнення точних і надійних вимірювань потрібна значна увага при встановлюванні тензометричних схем на колесах вимірювальної колісної пари. Оскільки ВКП має працювати в умовах широкого діапазону динамічних навантажень, підвищеної вологості і значних коливань температури, то для забезпечення надійної роботи вимірювальних схем застосовують спеціальну технологію захисту від води, масел і сильних вібрацій.

Для калібрування тензометричних схем, розміщених на колесах ВКП, мають застосо-

To achieve accurate and reliable measurements, considerable attention is required when installing strain gauges on the wheels of the measuring wheelset. Since the measuring wheelset has to operate under conditions of a wide range of dynamic loads, high humidity and significant temperature fluctuations, a special technology of protection against water, oil and strong vibrations is used to ensure reliable operation of the measuring circuits.

To calibrate strain gauges placed on the wheels of the MWS, specialised devices should be used

уватись спеціалізовані пристрої для реалізації бокового навантаження колеса в частині, що максимально наближається до зони його контакту з рейкою, і для завдання вертикального навантаження. Ці пристрої повинні бути переносного типу і забезпечувати зручність у проведенні тарувальних робіт.

Пристрій для тарувального навантаження коліс ВКП боковими силами має бути збірно-розбірної конструкції, складеної з окремих елементів. У відповідності до запропонованого технічного вирішення [75], до складу подібного пристрою мають входити: гідравлічний домкрат, придатний для роботи у горизонтальному положенні; силовимірювальний датчик; замкнута несівна конструкція, складена з тяг і поперечних (упорних) балок, призначених для передачі навантажень від домкрата на зовнішні грані коліс ВКП.

Тарувальний пристрій має забезпечувати горизонтальне навантаження коліс горизонтальною силою в діапазоні від 0 до $Y_{\max}$. Значення $Y_{\max}$ задається за вимогами програми випробувань і не повинно бути меншим за $0,8P_0$, де P_0 – статичне навантаження колеса на рейку.

Пристрій для тарувального навантаження коліс ВКП вертикальними силами має складатись з вимірювального та

to apply lateral loading to the wheel in the part closest to the area of its contact with the rail and to apply vertical loading. These devices should be of a portable type and provide convenience in carrying out taring operations.

The device for tare load of MWS wheels by lateral forces have to be of a collapsible design made up of separate elements. In accordance with the proposed technical solution [75], the composition of such a device should include: a hydraulic jack suitable for work in a horizontal position; force measuring sensor; closed load-bearing structure consisting of rods and transverse (supporting) beams designed to transfer loads from the jack to the outer faces of the wheels of the MWS.

The taring device shall provide horizontal loading of the wheels with a horizontal force in the range from 0 to $Y_{\max}$. The value of $Y_{\max}$ shall be set according to the requirements of the test programme and shall not be less than $0.8P_0$, where P_0 is the static load of the wheel on the rail.

The device for tare loading of the MWS with vertical forces shall consist of a measuring and a loading unit. The measuring unit shall include a weight strain gauge device complete with a secondary device and a force measuring

навантажувального блоків. Вимірювальний блок має включати ваговий тензометричний пристрій у комплекті з вторинним приладом і силовимірювальним датчиком. Діапазон вимірювання навантажень повинен складати 0-200 кН, клас точності 0,2. Навантажувальний блок має складатись з: гідравлічного домкрата вантажопідйомністю до 200 кН при максимальному тиску 70 МПа і рівнем піднімання від землі до 500 мм; гідравлічного насоса з ручним приводом, який має забезпечувати тиск до 70 МПа; манометр з діапазоном шкали 0-1000 бар. Границі допустимої похибки вимірювань навантаження на колесо мають становити не більше $\pm 2\%$.

sensor. The load measuring range shall be 0-200 kN, accuracy class 0.2. The loading unit shall consist of: a hydraulic jack with a load capacity of up to 200 kN at a maximum pressure of 70 MPa and a lifting level of up to 500 mm from the ground; a manually operated hydraulic pump that shall provide a pressure of up to 70 MPa; a manometer with a scale range of 0-1000 bar. The limits of permissible measurement uncertainty for wheel load measurements shall not exceed $\pm 2\%$.

3. УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕДУР ДОПУСКУ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ

У справі створення вітчизняної нормативної бази щодо допуску до експлуатації рухомого складу для безперевантажувальних перевезень логічним є шлях освоєння міжнародних норм і стандартів. Спираючись на нормативні вимоги щодо порядку і методів проведення випробувань рухомого складу колії 1435 мм, пропонується удосконалити систему випробувань рухомого складу залізниць України. При цьому доцільно переглянути методичні підходи до формування процедурних завдань і оновити способи та засоби натурних випробувань.

3.1. Вимоги щодо допуску до експлуатації вагонів типу «Схід-Захід»

Неузгодженість проєктів розвитку залізниць колії 1520 (1524) мм і колії 1435 мм призвела до несумісності використовуваних технічних засобів, зокрема рухомого складу і систем його допуску до експлуатації. Так, наприклад, з порівняння нормативних вимог стосовно оцінки динамічних якостей рухомого складу колії 1520 мм, з одного боку, та

3. IMPROVEMENT OF PROCEDURES FOR ADMISSION TO OPERATION OF ROLLING STOCK

In establishing a national regulatory framework for the approval of rolling stock for non-transshipment transportation, the logical way is to adopt international norms and standards. Based on the regulatory requirements for the procedure and methods of testing 1435 mm gauge rolling stock, it is proposed to improve the system of testing rolling stock of Ukrainian railways. At the same time, it is advisable to review the methodological approaches to the formation of procedural tasks and update the methods and means of field tests.

3.1. Requirements for admission to operation of «East-West» type wagons

The inconsistency of the projects for the development of 1520 (1524) mm track gauge and 1435 mm track gauge railways has led to incompatibility of the technical means used, including rolling stock and its approval systems. For example, a comparison of the regulatory requirements for assessing the dynamic qualities of 1520 mm gauge rolling stock, on the one hand, and the relevant

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. 3.1).

European regulations, on the other, shows a significant difference in approaches to both design cases and the assessment of rolling stock running properties (Table 3.1).

Таблиця 3.1
Співставлення динамічних показників рухомого складу колій 1520 мм і 1435 мм

На залізницях колії 1520 мм	На залізницях колії 1435 мм
1	2
Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари від сходження 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

Table 3.1
Comparison of dynamic indicators of 1520 mm and 1435 mm gauges rolling stock

On railways with a track gauge of 1520 mm	On railways with a track gauge of 1435 mm
1	2
The coefficient of stability margin of the wheelset against derailment	Not determined
Rollover safety factor	Not determined
Frame forces as a share of axial load	Not determined
Not determined	Nadal's criterion – the ratio of lateral and vertical forces of interaction between wheels and rails

Продовження таблиці 3.1

1	2
Не визначається	Значення суми направляючих сил або бокових буксових сил
Не визначається	Критерій Прюдома – показник стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву
Не визначається	Показник опору поворотам візка відносно рами кузова
Коефіцієнт вертикальної динаміки (за ступенями підвішування)	Не визначається
Показники плавності ходу	Показники комфорту пасажирів залежно від вібрації
Частота згинальних коливань кузова	Не визначається

Continuation of the Table 3.1

1	2
Not determined	The value of the amount guide forces or lateral axle forces
Not determined	The Prud'homme's criterion is an indicator of the shear resistance of the rail and sleeper grating
Not determined	Resistance to bogie turning relative to the body frame
Vertical dynamics coefficient (by degree of suspension)	Not determined
Indicators of smoothness of movement	Passenger comfort indicators depending on vibration
Frequency of bending vibration of the body	Not determined

Враховуючи суттєві розбіжності у нормативних вимогах щодо оцінки динамічних показників безпеки руху

Given the significant differences in the regulatory requirements for assessing the dynamic safety performance of rolling stock on

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». Вагони для міжнародних перевезень до затвердження для експлуатації повинні пройти всебічні натурні випробування. Ці випробування необхідні для того, щоб визначити ступінь відповідності таких вагонів технічним вимогам за критеріями безпеки руху, довговічності, надійності і функціональності, що діють на залізницях України і країн Європейського Союзу.

3.1.1. Процедури підтвердження відповідності

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 для вагонів на візках з розсувними колісними парами перевірка підлягає: 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

1435 mm and 1520 mm track gauge railways, a comprehensive approach to procedural actions is proposed, based on the results of which a decision is made on the mutual approval of East-West railway wagons for operation. Railway wagons for international traffic must undergo comprehensive field tests before being approved for operation. These tests are necessary to determine the degree of compliance of such wagons with the technical requirements in terms of traffic safety, durability, reliability and functionality applicable to the railways of Ukraine and the European Union.

3.1.1. Compliance confirmation procedures

Procedures for confirming the possibility of operating 1520/1435 mm track gauge railway wagons, which are carried out on 1435 mm track gauge railways and are subject to recognition for Ukrainian railways, should include verification of calculations and modelling, as well as the results of bench and running tests. In particular, for bogie wagons with gauge change wheelsets, the following are subject to verification: strength calculations of the axle, wheel, axle-box, bogie frame, locking mechanisms and their components; calculations of the thermal stress in the wheel arising during braking; calculations

системи, що перебудовується, з точки зору функціональності і безпеки; гальмівні розрахунки.

Для допуску до модельних тестів слід провести перевірку відповідності рішень рухомого складу 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.

Необхідно провести перевірку відповідності виготовлення складових частин технічним вимогам і конструкторській документації, а також вимогам, визначеним у відповідних нормативних документах. Крім того, слід упевнитися в наявності сертифікатів якості, атестацій, висновків результатів приймально-здавальних випробувань кожного вузла, підвузла, елемента і матеріалу.

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

of the maximum wear of the components of the system being rebuilt in terms of functionality and safety; braking calculations.

In order to be admitted to the model tests, it is necessary to check the compliance of rolling stock solutions with the technical requirements and design documentation, as well as to assess compliance with the requirements of regulatory documents for 1520 mm track gauge railway wagons. In addition, it is necessary to check quality certificates, permits, certificates, and conclusions for each element and material.

It is necessary to check the compliance of the manufacturing of component parts with the technical requirements and design documentation, as well as the requirements specified in the relevant regulatory documents. In addition, it is necessary to make sure that quality certificates, attestations, conclusions of the results of acceptance tests of each unit, sub-unit, element and material are available.

Procedural steps that are used to make a decision on whether to approve rail vehicles for operation include a set of field tests, such as: stationary tests, tests for strength and stability of bearing structures, running and braking tests, and track impact tests. Based on the results of

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 стійкості від сходження 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.

Стаціонарні випробування мають включати поколісне зважування, визначення опору поворотам візка відносно кузова і скидання екіпажу з клинів. Поколісне зважування виконується з метою визначення фактичної маси екіпажу і розподілу вертикального навантаження коліс.

Вимірювання моментів опору поворотам візка відносно кузова

complex tests, the following is checked: compliance with the dimensions of the rolling stock; movement in a curve with a minimum radius of 75 m for a single vehicle; movement in a curve with a minimum radius of 150 m for a wagon as part of a train; measurement of the bogie's turning moment relative to the wagon body and calculation of the bogie's turning resistance X ; determination of the derailment resistance index; measurement of the wagon's gross weight and wheel pressure on the rails; studies of dynamic qualities, traffic safety, track impact and movement along switches; tests to determine torsional stiffness; tests for passability of the wagon on a winding track to determine the possibility of unlocking the wheels of the system; tests for braking efficiency to determine the braking weight; noise tests; operational tests.

Stationary tests should include wheel-by-wheel weighing, determining the resistance to turns of the bogie relative to the body and dropping the vehicle from the wedges. Wheel-by-wheel weighing is performed in order to determine the actual mass of the vehicle and distribution of the vertical load of the wheels.

Measurements of moments of resistance to turns of the bogie

проводяться на спеціальному стенді. Цей стенд повинен забезпечувати постійну кутову швидкість вилання і реєстрацію поточних змін значень моменту залежно від кута повороту візка.

Випробування на скидання вагона з клинів проводиться з метою визначення частот його власних коливань на ресорному підвішуванні і показників демпфірування. За отриманими записами прискорень в процесі вільних коливань відповідних видів визначаються частоти і декременти коливань вагона. Ці характеристики визначаються також шляхом динамічних розрахунків. Розрахункові дані порівнюються з отриманими за результатами випробувань.

Міцнісні випробування повинні включати статичні та динамічні випробування, стендові випробування і випробування на співударяння. При статичних випробуваннях мають визначатись статичні напруження у несівних вузлах і деталях візка від ваги кузова.

Динамічні міцнісні випробування, як правило, проводяться під час ходових випробувань. При цьому визначаються характеристики напружено-деформованого стану випробовуваної конструкції в цілому, а також окремих її елементів.

Стеновими випробуваннями на втому оцінюється опір несівних

relative to the body are carried out on a special stand. This stand should ensure a constant angular speed of hunting and registration of current changes in torque values depending on the angle of rotation of the bogie.

The test for dropping the wagon from the wedges is carried out in order to determine the frequencies of its own vibrations on the spring suspension and damping indicators. According to the received records of accelerations in the process of free vibrations of the corresponding types, the frequencies and decrements of the vibrations of the wagon are determined. These characteristics are also determined by dynamic calculations. The calculated data are compared with those obtained from the test results.

Strength tests shall include static and dynamic tests, bench tests and impact tests. The static tests shall determine the static stresses in the load-bearing components and parts of the bogie due to the weight of the body.

Dynamic strength tests are typically carried out during running tests. At the same time, the characteristics of the stress-strain state of the tested structure as a whole, as well as its individual elements, are determined.

Bench fatigue tests evaluate the

елементів екіпажу при заданих режимах навантаження. Ці випробування повинні визначити загальний термін служби конструкції, оцінити запас міцності й позначити ймовірно слабкі зони, які не було виявлено при статичних випробуваннях.

За випробуваннями на співударення мають бути отримані необхідні оцінки напружено-деформованого стану елементів несівної конструкції при дії поздовжньої сили ударного характеру.

До ходових випробувань допускаються одиниці рухомого складу за умови, що їх габарити і механічні характеристики перевірені і визнані такими, що задовольняють технічним вимогам для серії, а несівні конструкції мають достатні міцнісні характеристики, оцінені за результатами розрахунків і стендових випробувань.

Полеві випробування рухомого складу проводяться на виділених ділянках загальної мережі залізниць. Мережеві ділянки залізничної колії, використовувані для ходових випробувань, повинні бути статистично представницькими за конструкцією, планом і профілем, поточним станом для передбачених умов експлуатації випробовуваного екіпажу.

Як це відзначено вище, під час ходових випробувань профілі поверхонь кочення коліс мають

resistance of the load-bearing elements of the vehicle under specified loading conditions. These tests should determine the overall service life of the structure, estimate the margin of strength, and identify likely weak areas that were not detected in the static tests.

The impact tests should provide the necessary estimates of the stress-strain state of the load-bearing structure elements under the action of a longitudinal impact force.

Rolling stock units are allowed for running tests, provided that their dimensions and mechanical characteristics have been checked and found to meet the technical requirements for the series, and the load-bearing structures have sufficient strength characteristics assessed by the results of calculations and bench tests.

Field tests of rolling stock are carried out on selected sections of the general railway network. The network sections of the railway track used for running tests must be statistically representative in terms of design, plan and profile, the current state for the expected operating conditions of the tested vehicle.

As mentioned above, during the running tests, the rolling surface profiles of the wheels shall be in two states – new (unworn) and

бути в двох станах — новому (незношеному) і спрацьованому в процесі експлуатації. Для профілів поверхонь кочення коліс і фактичних профілів робочих поверхонь рейок випробувальної ділянки колії мають бути розраховані значення еквівалентної конусності.

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

Гальмівні випробування проводяться для визначення гальмівної ефективності і складаються із стаціонарних і ходових випробувань. При стаціонарних випробуваннях перевіряються характеристики і технічний стан гальмівного устаткування, його відповідність технічним вимогам і інструкціям з врахуванням попередньої експертизи технічної документації. При ходових випробуваннях методом «кидання» визначаються гальмів-

worn out during operation. For the profiles of the rolling surfaces of the wheels and the actual profiles of the working surfaces of the rails of the test section of the track, the values of the equivalent conicity must be calculated.

When carrying out measurements on test trips, only authorised or certified measuring instruments may be used. The used means must ensure the range and error of measurements in accordance with the requirements specified in the regulatory documents and be prepared for carrying out measurements in accordance with the requirements of the program documentation. The equipment, measuring devices and devices used for testing must be in a technically sound condition and have a set of technical documentation.

Braking tests are carried out to determine braking efficiency and consist of stationary and driving tests. Stationary tests check the characteristics and technical condition of the brake equipment, its compliance with technical requirements and instructions, taking into account the preliminary examination of technical documentation. During the running tests, the «throwing» method determines the braking distances during emergency braking of the vehicle in the range of operating speeds, including the design speed.

ні шляхи при екстрених гальмуваннях екіпажу в діапазоні робочих швидкостей, включаючи конструкційну.

Поїзні випробування проводяться для перевірки рівня динамічних зусиль в зчіпних приладах вагонів в реальних умовах експлуатації і визначення умов формування складів, режимів управління системами тяги і гальмування поїздів.

3.1.2. Роль комп'ютерного моделювання

Експериментальні роботи щодо визначення можливості допуску до експлуатації того чи іншого рейкового екіпажу мають супроводжуватись динамічними та міцнісними розрахунками з залученням сучасних засобів комп'ютерного моделювання. Результати розрахунків слугують вибору раціональних програмних завдань і розширюють інформаційне поле, доповнюючи експериментальні дані [64, 75].

Якісно новий етап у становленні теорії стійкості руху як розділу динаміки рухомого складу пов'язано з розвитком методів і засобів математичного моделювання. В даний час імітаційне або комп'ютерне моделювання стає практично єдиним ефективним засобом знаходження «найкращого» рішення у багатьох складних системах і засобом підтримки прийняття відповідальних рішень

Train tests are carried out to check the level of dynamic forces in the coupling devices of wagons in real operating conditions and to determine the conditions for forming trains, control modes of the traction and braking systems.

3.1.2. The role of computer modelling

Experimental work to determine the possibility of admission to operation of a particular rail vehicle should be accompanied by dynamic and strength calculations using modern computer modelling tools. The results of the calculations serve to select rational programme tasks and expand the information field, supplementing the experimental data [64, 75].

A qualitatively new stage in the formation of the theory of motion stability as a section of rolling stock dynamics is associated with the development of methods and means of mathematical modelling. At present, simulation or computer modelling is becoming practically the only effective means of finding the «best» solution in many complex systems and a means of supporting responsible decision-making in various fields of activity.

в різних сферах діяльності. Моделювання допомагає зрозуміти складні системи, передбачити їх поведінку в різних ситуаціях, дозволяє оцінити ефект планованих змін, виконати порівняльний аналіз якості можливих варіантів технічних рішень.

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.

В комп'ютерних моделях мають використовуватись ретельно визначені параметри

Modelling helps to understand complex systems, predict their behaviour in different situations, assess the effect of planned changes, and perform a comparative analysis of the quality of possible technical solutions.

Computer modelling makes it possible to assess the degree of influence of an increasing number of factors on real processes. A full-scale experiment, which is considered the "criterion of truth", provides results that correspond to a specific situation with a fixed value of many factors, leaving open the question of the transferability of the results to other situations with different values of the factors. Modelling, on the other hand, makes it possible to significantly expand the scope of the virtual experiment, and the question of the reliability of the results obtained goes into the plane of the adequacy of the mathematical models used for modelling. Establishing the adequacy of a mathematical model is not a trivial task, but with the accumulation of experience, the growing capabilities of computer modelling allow us to gradually approach the level that meets the needs of practice.

Computer models should use carefully determined parameters of the relevant rolling stock that

відповідного рухомого складу, які обумовлюють його динамічну поведінку, а саме, інерційні параметри тіл механічної системи, геометричні розміри й 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 досліджуваних об'єктів. Важливим елементом опису механічних систем виступає повна параметризація моделей, тобто при визначенні всіх інерційних та геометричних параметрів, а також при опису моделей силових елементів застосовуються ідентифікатори або вирази. Такий підхід забезпечує можливість моделювання динаміки руху рухомого складу як в справному технічному стані, так і в стані з відхиленнями.

Аналіз динамічних показ-ників методами імітаційного моделювання проводиться шляхом обчислювального експерименту за розрахунковими варіантами, які щонайближче репрезентували експлуатаційні умови, відображаючи типові режими руху. За допомогою побудованих комп'ютерних моделей досліджується динамічна поведінка певних видів рухомого складу з оцінками

determine its dynamic behaviour, namely, the inertial parameters of the bodies of the mechanical system, the geometric dimensions and parameters of these bodies with respect to the coordinates of the hinge elements and the points of attachment of the power elements, the elastic and dissipative characteristics of the hinge and power elements. The data from technical documentation and the results of experimental determination of the parameters of the studied objects are used. An important element of the description of mechanical systems is the complete parameterisation of models, i.e. identifiers or expressions are used to determine all inertial and geometric parameters, as well as to describe models of power elements. This approach makes it possible to model the dynamics of rolling stock movement both in good technical condition and in a state with deviations.

The analysis of dynamic indicators by simulation modelling methods is carried out by means of a computational experiment using design variants that most closely represented the operating conditions, reflecting typical modes of movement. The dynamic behaviour of certain types of rolling stock is studied using the developed computer models with estimates of traffic safety indicators,

показників безпеки руху, прискорень кузова, рам візків і колісних пар, показників плавності ходу, сил взаємодії коліс і рейок, силових навантажень несівних конструкцій. Для обчислень за окремими розрахунковими варіантами використовуються числові методи інтегрування за часом нелінійних рівнянь руху з автоматичним вибором кроку, зокрема, метод Адамса-Башфорта-Моултона – для розв’язання відповідних систем диференціальних рівнянь і метод Парка – для диференціально-алгебраїчних рівнянь.

Встановлення адекватності застосовуваних моделей динаміки рухомого складу виконується шляхом зіставлення результатів моделювання з експериментальними даними за прискореннями кузова, рам візків і колісних пар в горизонтальному і вертикальному напрямках. Дані моделювання порівнюються з результатами випробувань за середньоквадратичними відхиленнями, характеристиками спектральних щільностей потужності й основними частотами коливань на підставі аналізу й обробки реалізацій прискорень.

Складність досліджень щодо оперативного розслідування сходження вантажних вагонів з рейок, оцінювання ризиків сходження за інтегральним показником і визначення впливу

accelerations of the body, bogie frames and wheelsets, smooth running indicators, forces of interaction between wheels and rails, and power loads of load-bearing structures. Numerical methods of time integration of nonlinear equations of motion with automatic step selection are used for calculations for individual design options, in particular, the Adams-Bashforth-Moulton method for solving the corresponding systems of differential equations and the Park method – for differential-algebraic equations.

The adequacy of the applied models of rolling stock dynamics is established by comparing the simulation results with experimental data on the accelerations of the body, bogie frames and wheelsets in the horizontal and vertical directions. The simulation data are compared with the test results in terms of standard deviations, power spectral density characteristics and fundamental vibration frequencies based on the analysis and processing of acceleration realisations.

The complexity of research on the operational investigation of freight wagons derailment, assessment of derailment risks by an integral indicator and determination of the

технічного стану візків вантажних вагонів на показники безпеки руху обумовлена великою кількістю чинників, що призводять до сходження. З метою зменшення обчислювальних витрат щодо моделювання динамічних процесів й обробки отриманих шляхом моделювання результатів в окремих завданнях дослідження застосовуються математичні методи планування експериментів.

Для оцінки чутливості запасу стійкості від сходження вантажних вагонів різних типів до окремих чинників технічного стану та їх взаємодії на підставі отриманих чисельних експериментів виконується факторний аналіз. Оцінювання ризиків сходження вантажних вагонів з рейок в складах поїздів проводиться шляхом формування повнофакторного плану експерименту, результати якого обробляються за підходом Байеса (Thomas Bayes).

Нині на зміну дорогим експериментальним дослідженням приходить 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 –

impact of the technical condition of freight wagon bogies on traffic safety indicators is due to the large number of factors that lead to derailment. In order to reduce computational costs for modelling dynamic processes and processing the results obtained by modelling, mathematical methods of planning experiments are used in some research tasks.

To assess the sensitivity of the safety margin against derailment of freight wagons of different types to individual factors of technical condition and their interaction, a factor analysis is performed based on the results of numerical experiments. The risks of freight wagons derailing in train sets are assessed by forming a full-factor experiment plan, the results of which are processed using the Thomas Bayes approach.

Today, expensive experimental research is being replaced by virtual experimentation, allowing hundreds of design options to be explored, the best one to be chosen and many times less time and money to be spent on it. All this became possible thanks to specialized computer packages that minimize the inherent disadvantages of computer modelling – complexity and time-consuming.

складність і трудомісткість.

Як результат значного прогресу у розвитку засобів комп'ютерного моделювання в Пам'ятці UIC 518 комп'ютерне моделювання поставлене на одному рівні з випробуваннями рухомого складу, коли йдеться про оцінку безпеки руху та ходових властивостей залізничного транспортного засобу [50]. 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

As a result of the significant progress in the development of computer simulation tools, UIC Leaflet 518 places computer simulation on the same level as rolling stock testing when it comes to evaluating the safety and running characteristics of a railway vehicle [50]. This document sets out all the procedures for acceptance and determination of the dynamic characteristics of rail vehicles for the purpose of acceptance. In particular, it specifies the conditions for performing operational tests and numerical modelling, and describes the measured or modelled values related to the dynamic characteristics of rolling stock.

UIC Leaflet 518 notes that the cost of acceptance testing of new and modified vehicles on the railway network is significant, and there are difficulties in meeting all the test requirements. The use of numerical modelling of the dynamic characteristics of a vehicle instead of on-track testing may be one way to reduce costs. However, such numerical experiments should be carried out with care to ensure that:

- the vehicle model is an adequate representation of the real vehicle;

- the software used is suitable for the application;

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;

- the operating conditions have been correctly captured;

- specialists engaged in modeling of sufficient qualification.

Since vehicle acceptance requires an assessment of the vehicle dynamics, the model must be validated for the appropriate dynamic frequency range. Validation can include the use of static and dynamic tests, if necessary, together with comparison criteria. The same software and the same vehicle model shall be used for all comparisons.

The validation process is based on comparing the results of physical vehicle tests with numerical simulations of the same tests. This will require a full three-dimensional nonlinear vehicle model, including:

- inertial characteristics and wheel load distribution;

- force characteristics of the spring suspension, damping parameters, limiters of mutual elements of the vehicle parts of the movement, etc.;

- parameters of free vibrations of the vehicle in the relevant frequency range;

- 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.

3.2. Оцінка міцнісних та динамічних характеристик рухомого складу

Ефективне використання сучасних методів і засобів комп'ютерного моделювання для оцінки міцності несівних елементів екіпажних частин та їх динамічних якостей суттєво підвищує вірогідність отримання відповідних характеристик реальної конструкції. Разом із тим, остаточні висновки щодо допуску до експлуатації нових типів рухомого складу або тих, що були модернізовані, належить складати за результатами комплексних випробувань. Стосовно екіпажних частин визначальними є стаціонарні випробування, випробування на міцність та ходові динамічні випробування рухомого складу [76].

- characteristics of the wheel-rail interface.

The results of validation are a confirmation that the model correctly reflects the real vehicle. Using a validated model, reliable estimates of the dynamic performance of the vehicle under study are obtained, which are necessary for its acceptance.

3.2. Assessment of strength and dynamic characteristics of rolling stock

The effective use of modern methods and computer modelling tools to assess the strength of the bearing elements of vehicle units and their dynamic qualities significantly increases the likelihood of obtaining the relevant characteristics of the actual structure. At the same time, the final conclusions on the approval of new types of rolling stock or those that have been modernised should be based on the results of comprehensive tests. With regard to the vehicle parts, stationary tests, strength tests and dynamic running tests of rolling stock are decisive [76].

3.2.1. Стационарні випробування

Стационарні випробування мають включати поколiсне зважування, визначення опору повороту вiзкiв вiдносно кузова в горизонтальнiй площинi та скидання екiпажу з клинiв.

3.2.1.1. Поколiсне зважування.

Це випробування виконується з метою визначення фактичної маси екiпажу й розподiлу вертикальних навантажень по колесах. Вимiрювання поколiсних навантажень певної одиницi рухомого складу здiйснюється на спецiалiзованому стендi (ваговому агрегатi) або за допомогою пристрою, що дозволяє послiдовний пiдйом та вимiрювання навантажень на окремi колеса [77].

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

- а) навантаження на одне колесо (кожне колесо);
- б) розбiжність навантажень на колеса однієї колiсної пари (по кожній колiсній парi);
- в) розбiжність навантажень на

3.2.1. Stationary tests

Stationary tests should include wheel-by-wheel weighing, determining the resistance of the bogies to the body in the horizontal plane and dropping the vehicle from the wedges.

3.2.1.1. Wheel weighing.

This test is carried out to determine the actual weight of the vehicle and the distribution of vertical loads on the wheels. The measurement of the generational loads of a particular rolling stock unit is carried out on a specialised stand (weighing unit) or using a device that allows for the sequential lifting and measurement of loads on individual wheels [77].

The software for the wheel weighing device, which was developed in the LabVIEW software package, is configured for different types of rolling stock with the possibility of alternate or simultaneous measurement of the static load on each wheel, with automated calculation, recording and issuance of a control map for the following parameters:

- a) load on one wheel (each wheel);
- b) the difference in loads on the wheels of one wheelset (for each wheelset);
- c) difference in loads on the sides of the vehicle;

сторони екіпажу;

г) розбіжність навантажень на кожний візок;

д) розбіжність навантажень на колеса по діагоналі екіпажу;

е) загальну вагу екіпажу.

При поколiсному зважуванні визначаються наступні показники: відхилення фактичного значення маси екіпажу від проєктного; 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 проєктного значення, а також різниця навантажень по колесах не повинні перевищувати 3%.

Для оцінки результатів зважування мають використовуватися наступні вирази [50]:

а) повна маса екіпажу:

$$m_{veh} = \frac{\sum_{j=1}^n (Q_{j1} + Q_{j2})}{g}; \quad (3.1)$$

б) середнє навантаження на вісь:

д) difference in loads on each bogie;

е) discrepancy of loads on the wheels along the diagonal of the vehicle;

ф) total weight of the vehicle.

The following indicators are determined during wheel weighing: deviation of the actual value of the vehicle weight from the design value; difference in loads on the wheels of the wheelset; difference in axle loads in one bogie; difference in loads on the sides. During weighing, it is forbidden to make adjustments or make any changes to the running gears. The brakes must be released and the wheelsets must not be clamped. The deviation of the actual value of the vehicle weight from the design value, as well as the difference in wheel loads, must not exceed 3%.

The following expressions shall be used to evaluate the weighing results [50]:

а) gross vehicle mass:

б) average axle load:

$$2Q_{0,mean} = \frac{m_{veh} g}{n}; \quad (3.2)$$

в) навантаження на колісну пару:

d) maximum axle load:

$$2Q_{0,j} = Q_{j1} + Q_{j2}; \quad (3.3)$$

г) максимальне навантаження на вісь:

d) maximum axle load:

$$2Q_{0,max} = \max(Q_{j1} + Q_{j2}) \quad (j = 1, n); \quad (3.4)$$

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

e) the ratio of the difference in wheel load to the load on the wheelset:

$$\Delta q_j = \frac{|Q_{j1} - Q_{j2}|}{2Q_{0,j}}; \quad (3.5)$$

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

f) the ratio of the difference between the maximum and average load to the axle load:

$$\Delta 2q_{0,max} = \frac{2Q_{0,max} - 2Q_{0,mean}}{2Q_{0,mean}}; \quad (3.6)$$

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

h) the ratio of the difference between the loads of one side (1 or 2) to the average of the sides:

$$\Delta q_{side} = \frac{\left| \sum_{j=1}^n (Q_{j1} - Q_{j2}) \right|}{m_{veh} g}, \quad (3.7)$$

де n – число колісних пар; Q_{jk} – навантаження на колесо.

where n is the number of wheelsets; Q_{jk} – load per wheel.

3.2.1.2. 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 [50]:

3.2.1.2. Determination of the moment of bogie turning resistance forces. Determination of the characteristics of the resistance to turning of bogies relative to the body is performed in order to assess one of the criteria for proving the safety of the vehicle, which is the X indicator. The recommended values of the X indicator are in the range of 0.03...0.07. This indicator is calculated by the formula [50]:

$$X = \frac{M_{z,Rmin}}{2a^+ 2Q_0}, \quad (3.8)$$

де $M_{z,Rmin}$ – 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.

where $M_{z,Rmin}$ is the torque of the bogie relative to the body in the plan, determined for the angle of rotation (hunting angle) $\psi = a^* / R_{min}$; a^* – half the distance between the pins, m; R_{min} – minimum radius of the curve, m; $2a^+$ – distance between the extreme axes of the bogie, m; Q_0 is the average force of the vertical load of the wheel of the steering wheelset of the tested vehicle.

Вимірювання обертового моменту проводяться на спеціальному стенді (рис. 3.1). Цей стенд повинен забезпечувати

Torque measurements are carried out on a special stand (Fig. 3.1). This stand should provide a constant angular velocity of hunting

постійну кутову швидкість вилання 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 $R_{\min}$. Кут повороту належить обчислювати за виразом:

$$\Delta\psi^* = \frac{a^*}{R_{\min}} + \frac{0,020}{2a^+}, \text{ rad.} \quad (3.9)$$

Випробування повинне тривати від нульового кута вилання так, щоб можна було отримати замкнуту гістерезисну петлю. Кут вилання $\Delta\psi^*$ і обертовий момент M_z , необхідний для повороту візка, повинні вимірюватись і записуватись безперервно.

За результатами вимірювань будуються діаграми, що представляють поворотний момент у функції кута повороту, тобто $M_z = f(\Delta\psi^*)$. Загальний вигляд подібної діаграми представлено на рис. 3.2. Значення M_R залежить від величини сил тертя в опорах кузова на візок. Середня величина кутової жорсткості c_ψ становить:

equal to 1 degree/s and registration of current changes in moment values as a function of the angle of rotation of the bogie. Measurements must be carried out separately for each bogie when turning the bogie in both directions at an angle corresponding to the movement of the wagon in a curve with a minimum radius $R_{\min}$. The angle of rotation should be calculated according to the expression:

The test shall be carried out from zero yaw angle so that a closed hysteresis loop can be obtained. The yaw angle $\Delta\psi^*$ and the torque M_z required to turn the bogies shall be measured and recorded continuously.

Based on the measurement results, diagrams are drawn to represent the turning moment as a function of the turning angle, i.e. $M_z = f(\Delta\psi^*)$. A general view of such a diagram is shown in Fig. 3.2. The value of M_R depends on the magnitude of the friction forces in the body supports on the bogie. The average value of angular stiffness c_ψ is:



Рис. 3.1. Приклад стендового обладнання
для визначення моменту опору повороту візка відносно кузова
(Лабораторна база Інституту залізничного транспорту, м. Варшава)
Fig. 3.1. Example of bench equipment for determining the moment of
resistance to turning of a bogie relative to the body
(Laboratory base of the Institute of Railway Transport, Warsaw)

$$c_{\psi} = \frac{c_{\psi 1} + c_{\psi 2}}{2}. \quad (3.10)$$

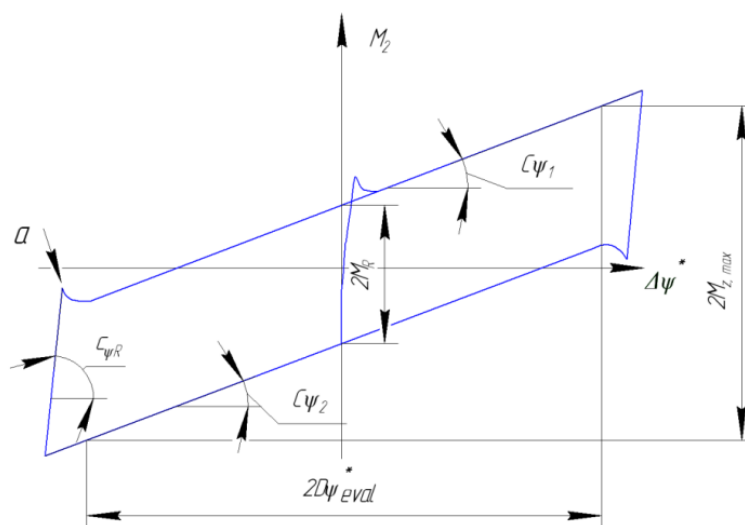


Рис. 3.2. Діаграма моменту сил опору повороту візка (Fig. 11 в [50])
Fig. 3.2. Diagram of the moment of resistance forces of the bogie rotation
(Fig. 11 in [50])

За роз'ясненням в [50] кутова жорсткість $c_{\psi R}$ може бути важливою для розуміння динамічної поведінки екіпажу. Особливість «а» на рис. 3.2 може бути викликана характеристиками випробувального стенду, включаючи інерційність поворотного столу та візка, і нею можна знехтувати.

Момент сил опору повороту $M_{z,max}$ візка відносно кузова в кривій найменшого радіусу R_{min} для екіпажу певного типу, без врахування зазору в колії, є визначальним для доказу умови безпеки проти сходження колісних пар з рейок.

3.2.1.3. Випробування на скидання з клинів. Випробування на скидання з клинів проводиться з метою визначення власних частот коливань екіпажу на ресорному підвішуванні і коефіцієнтів демпфірування [78]. При проведенні випробувань на скидання з клинів імітуються коливання підстрибування, галопування і бічної хитаவிці. 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

As explained in [50], the angular stiffness $c_{\psi R}$ may be important for understanding the dynamic behaviour of the vehicle. The feature «a» in Fig. 3.2 can be caused by the characteristics of the test bench, including the inertia of the turntable and bogie, and can be neglected.

The moment of turning resistance forces $M_{z,max}$ of the bogie relative to the body in the curve of the smallest radius R_{min} for a certain type of vehicle, without taking into account the clearance in the track, is decisive for proving the safety condition against derailment of wheelsets.

3.2.1.3. Wedge drop test. The wedge drop test is carried out to determine the natural vibration frequencies of the spring-suspended vehicle and the damping coefficients [78]. During the wedge drop test, bouncing, galloping, and lateral sway vibrations are simulated. To simulate bouncing vibrations, special wedges are placed under all the wheels of the test vehicle. Free vibrations of the body galloping and bouncing of the bogies are caused by placing wedges first under all the wheels of one of the bogies, and then under all the wheels of the second bogie. To simulate lateral swaying of the body and bogie, wedges are placed first under all wheels on one side, and then under all wheels on the

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 . За нормативними вимогами 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:

$$\nu = \ln \frac{z_i}{z_{i+1}} = h\tau_1 = h \frac{2\pi}{v_1} \approx h \frac{2\pi}{v}, \quad (3.11)$$

де z_i і z_{i+1} – дві сусідні амплітуди; h where z_i and z_{i+1} are two

other side of the vehicle. The test vehicle is rolled on the wedges at a low speed (no more than 3 km/h).

Acceleration sensors are used to record the vehicle's own vibrations, which are installed on the wagon body and bogies according to the schemes specified for running tests. Based on the obtained records of free vibrations of the corresponding types, the vehicle's natural frequencies and oscillation decrements are determined. At the same time, it is recommended to calculate the values of the frequencies and decrements of vibrations by the first periods of the quasi-periodic process of damped vibrations.

As is well known, the rate of attenuation of free vibrations depends on the damping coefficient β . According to the regulatory requirements, the value of the damping coefficient should be selected under the condition $\beta = (0.2 \dots 0.3) \beta_{cr}$, where β_{cr} is the critical value of the damping coefficient. The value of β_{cr} depends on the logarithmic decrement of vibrations ν , which is defined as follows:

– параметр демпфірування; τ_1 і ν_1
– період і кругова частота згасаючих коливань; ν – власна кругова частота.

Формулу (3.11) можна використовувати для експериментального визначення параметра демпфірування за виразом:

$$h = \nu \frac{\nu}{2\pi} = \nu f, \quad (3.12)$$

де f – власна лінійна частота.

Таким чином, визначивши величину h , отримуємо критичне значення коефіцієнта демпфірування: $\beta_{кр} = 2hm$, 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 CompactRIO [78]. 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

neighbouring amplitudes; h is the damping parameter; τ_1 and ν_1 are the period and circular frequency of the damped vibrations; ν is the natural frequency.

Formula (3.11) can be used to experimentally determine the damping parameter by the expression:

where f is the natural linear frequency.

Thus, having determined the value of h , we obtain the critical value of the damping coefficient: $\beta_{cr} = 2hm$, where m is the mass of the vehicle body.

To process the data obtained during the tests, special software module was developed that accepts binary files of readings obtained using CompactRIO as input data [78]. The developed software allows for pre-processing of accelerometer sensor signals, filtering out interference using a median filter, and calculating the logarithmic decrement of vibrations and damping characteristics. Thus, periodic wedge drop tests allow you to control the adequacy of the degree of vibration damping of rolling stock units both after repair and during operation.

одиниць рухомого складу як після ремонту, так і в процесі експлуатації.

3.2.2. Міцнісні випробування

Випробування на міцність мають складатись зі статичних і динамічних випробувань, стендових випробувань на опір утомі й випробувань на співударяння [76].

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.

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.

3.2.2. Strength tests

Strength tests shall consist of static and dynamic tests, fatigue resistance bench tests and impact tests [76].

Static tests include the determination by means of strain gauges of the stresses in the bearing units and bogie parts due to the body load. In addition, the stresses in these components are determined. The stresses obtained during static tests are used as average values of cycle stresses after processing to verify calculations for the endurance limit or the maximum accumulation of damage to components and parts of bogies.

Dynamic strength tests are usually carried out during running tests. In this case, the stress-strain state of the test structure as a whole, as well as its individual elements, is determined.

Dynamic stresses in the load-bearing elements of the vehicle and traction drive structure are recorded simultaneously with the processes which reflect the structural load and dynamic indicators.

3.2.2.1. Стендові випробування. Стендовими випробуваннями на опір утомі оцінюється тривала міцність несівної конструкції при заданих режимах вібраційного або ударного навантажень [80]. 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 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

3.2.2.1. Bench tests. Bench tests for fatigue resistance evaluate the long-term strength of the load-bearing structure under specified modes of vibration or impact loading [80]. These tests are intended to determine the overall service life of the load-bearing structure, assess the safety margin and identify possible weaknesses that were not detected during static tests, and confirm or correct the data obtained in previous calculations. During fatigue testing, the cyclic durability of a structure is investigated under dynamic loading conditions specified in the test programme. The nature of the structural load on bench equipment should correspond as fully as possible to the action of operational loads.

Fatigue tests are carried out on full-scale assemblies and structural elements of the vehicle compartments. Before the beginning of the tests, the components of load-bearing structures are equipped with strain gauges to measure stresses in characteristic zones of the structure. The locations of strain gauges should be determined based on the results of finite element analysis.

Before carrying out bench tests on fatigue resistance of individual components of the structure in order to determine the existing set of loads and their nature, it is also recommended to use computer

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 на опір втомі повинно передбачатись повторення базової кількості циклів вертикальних і поперечних сил [79]. Випробування дослідних зразків проводяться у три етапи, зі зростаючим рівнем навантаження, як це показано на рис. 3.3 (F_s , F_{qs} , F_d – відповідно статична, квазістатична та динамічна складові навантаження):

- 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

modelling of the vehicle dynamics. When setting up the test bench equipment, it is necessary to ensure the possibility of spatial loading of the load-bearing structure according to the characteristics and combinations formed on the basis of dynamic calculations. In this case, the duration of individual loads is determined by weight coefficients relative to the designated service life.

The fatigue resistance test programme for bogie frames should provide for the repetition of the basic number of cycles of vertical and transverse forces [79]. Tests of prototypes are carried out in three stages, with an increasing level of load, as shown in Fig. 3.3 (F_s , F_{qs} , F_d are static, quasi-static and dynamic load components, respectively):

- at the first stage, a dynamic load of 6×10^6 cycles of vertical and horizontal transverse forces is set;

- the second stage of loading consists of 2×10^6 cycles of vertical and horizontal transverse forces with the same static component as in the first stage and increased quasi-static and dynamic components by 1.2 times;

- the third stage of loading repeats the second stage in terms of the number of cycles, but with the load level increased by 1.4 times.

числом циклів повторює другий,
але при рівні навантаження
збільшеним у 1,4 рази.

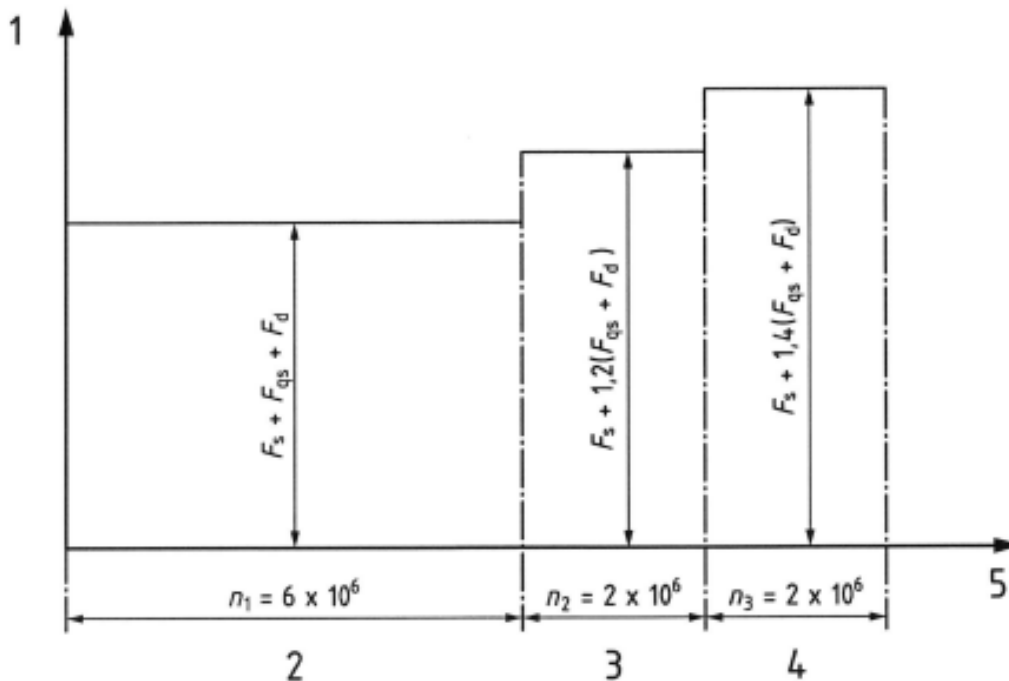


Рис. 3.3. Етапи навантажень:

1 – величина сили; 2, 3, 4 – 1-й, 2-й, 3-й етапи навантажень;
5 – цикли (Fig. G.1 в [79])

Fig. 3.3. Stages of loading:

1 – force magnitude; 2, 3, 4 – 1st, 2nd, 3rd stages of loading; 5 – cycles
(Fig. G.1 in [79])

Варіанти, за якими сили задаються в часі, представлені на рис. 3.4, де позначено: F_{zpd} – вертикальна динамічна сила, підп'ятник; F_{zpqS} – вертикальна квазістатична сила, підп'ятник; F_{z1d} – вертикальна динамічна сила, боковий ковзун 1; F_{z1qS} – вертикальна квазістатична сила, боковий ковзун 1; F_{z2d} – вертикальна динамічна сила, боковий ковзун 2; F_{z2qS} – вертикальна квазістатична сила, боковий ковзун 2; F_{yd} –

The options for setting the forces in time are shown in Fig. 3.4, where it is indicated: F_{zpd} – vertical dynamic force, center plate; F_{zpqS} – vertical quasi-static force, center plate; F_{z1d} – vertical dynamic force, side bearing 1; F_{z1qS} – vertical quasi-static force, side bearing 1; F_{z2d} – vertical dynamic force, side bearing 2; F_{z2qS} – vertical quasi-static force, side bearing 2; F_{yd} – transverse dynamic force; F_{yqS} – transverse quasi-static force. The dynamic components of the vertical and

поперечна динамічна сила; F_{yqs} – поперечна квазістатична сила. Динамічні складові вертикальної і поперечної сил діють одночасно з однаковою частотою, яку встановлюють таким чином, щоб відтворити процес навантаження несівної конструкції.

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.

transverse forces act simultaneously with the same frequency, which is set in such a way as to reproduce the loading process of the load-bearing structure.

After the first two stages of loading, no damage (cracks) should be detected. For this purpose, non-destructive testing methods are used (electromagnetic flaw detection or penetrant testing), which is carried out after 4×10^6 cycles and at the end of the first and second loading stages. The appearance of minor cracks during the third stage of loading is acceptable, as this phenomenon will not require immediate repair in service. On the basis of the test results, absolute and comparative assessments of the fatigue resistance of the structure, effective concentration factor, durability, survivability and load-carrying capacity of the structure are carried out.

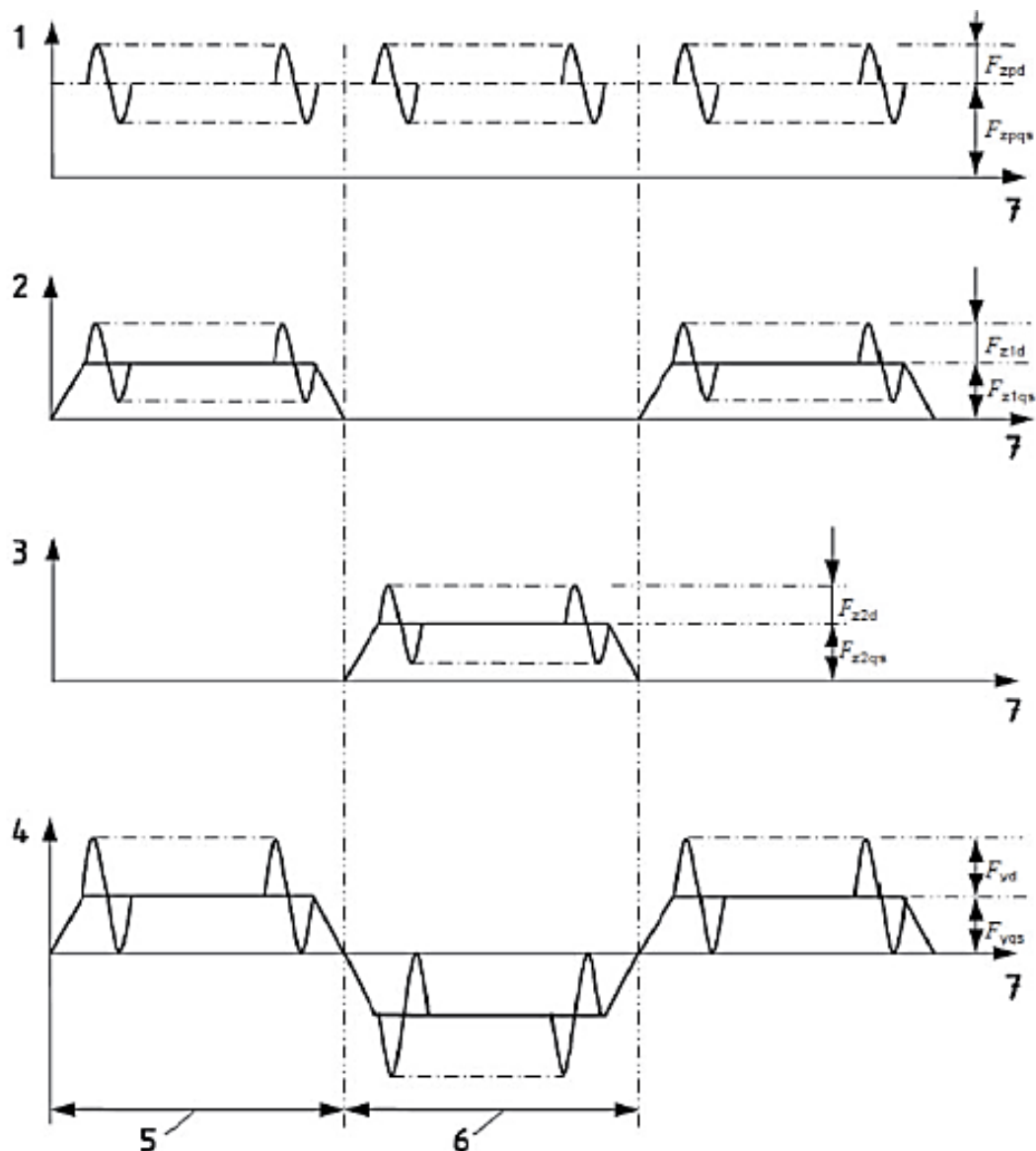


Рис. 3.4. Варіанти завдання навантажень:

1 – сила, що прикладається до підп'ятника, F_{zp} ; 2 – сила, що прикладається до бокового ковзуна 1, F_{z1} ; 3 – сила, що прикладається до бокового ковзуна 2, F_{z2} ; 4 – горизонтальна поперечна сила, F_y ; 5 – права крива, n циклів; 6 – ліва крива, n циклів; 7 – цикли (Fig. G.3 в [79])

Fig. 3.4 Options for setting loads:

1 – force applied to centre pivot, F_{zp} ; 2 – force applied to the side bearing 1, F_{z1} ; 3 – force applied to the side bearing 2, F_{z2} ; 4 – horizontal transverse force, F_y ; 5 – right curve, n cycles; 6 – left curve, n cycles; 7 – cycles (Fig. G.3 in [79])

3.2.2.2. Випробування на співударення. До міцнісних динамічних випробувань вагонів відносяться й випробування на

3.2.2.2. Co-impact tests. Dynamic strength tests of railway wagons include impact tests, during which load-bearing structures are

співударяння, під час яких несівні конструкції піддаються дії сил ударного характеру. Випробування цього виду проводяться на прямій ділянці колії або на механізованих стендах-гірках.

Випробовуваний вагон наочують на загальмований склад з мінімальною загальною масою 300 т або на вагон-підпір стенда-гірки. Допускається випробування наоченням вагона-бойка на випробуваний вагон, 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 вагона не повинна перевищувати 50 мм.

Випробування починають з співударів зі швидкостями 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 відбувається мінімум п'ять співударів. Крім того, необхідно виконати три співудари зі стискальною ударною силою 3

subjected to impact forces. This type of test is carried out on a straight section of track or on mechanised stand-incline.

The test wagon is rolled onto a braked stock with a minimum total weight of 300 t or onto a support wagon of a stand-incline. It is allowed to test by rolling the fighting wagon onto the tested wagon installed at the head of the braked train or coupled to the support wagon of the stand-incline. It is recommended to accept a total weight of 100 ± 3 tonnes of the fighting wagon. The gondola wagon should be equipped with a SA-3 type coupler and an absorber apparatus approved for railways with a gauge of 1520 mm. The difference in the height of the centrelines of the couplers of the gondola wagon and the test wagon must not exceed 50 mm.

Tests begin with impacts at speeds of 2-3 km/h with a gradual increase to a value that corresponds to the standard impact force on the coupling. It is recommended to conduct tests in three speed ranges: up to 5 km/h; 5 to 10 km/h; and over 10 km/h.

In each speed range, a minimum of five co-impacts are performed. In addition, three impacts with a compressive impact force of 3 MN are required, which is crucial for the design of the wagon. The 3 MN

МН, що має вирішальне значення для розрахунку вагона. Стискальне ударне навантаження величиною 3 МН може бути перевищене максимум на 10 %. Якщо граничне навантаження 3 МН (+ 10 %) досягається при швидкості співудару менше 12 км/год, то швидкість надалі не збільшується, а випробуваний вагон обладнують більш енергоємними поглинальними апаратами.

Для доказу втомної міцності має бути проведено 40 співударів зі швидкістю, що відповідає максимальній ударній силі. Навантаження, що виникають при співударяннях, не повинні викликати залишкову деформацію.

В процесі випробувань вимірюються і реєструються наступні величини:

- сила удару в автозчепи;
- швидкість набігання вагона-бойка до моменту удару;
- динамічні напруження в елементах дослідного вагона;
- поздовжні прискорення кузова, візків та інших вузлів конструкції;
- хід (стиск) поглинального апарата.

Для вимірювання сили удару використовують автозчеп-динамометр або клин обладнаний датчиками деформацій, для яких визначають залежності напружень від поздовжньої сили, що діє на автозчеп. За результатами

compressive impact load may be exceeded by a maximum of 10 %. If the maximum load of 3 MN (+10%) is reached at an impact speed of less than 12 km/h, the speed is not increased further and the test wagon is equipped with more energy-intensive absorption devices.

To prove the fatigue strength, 40 impacts must be carried out at a speed corresponding to the maximum impact force. The loads generated by the impacts must not cause residual deformation.

The following values are measured and recorded during the test:

- impact force in the couplers;
- speed of the fighting wagon before the impact;
- dynamic stresses in the elements of the test wagon;
- longitudinal accelerations of the body, bogies and other structural components;
- stroke (compression) of the absorption device.

To measure the impact force, a coupler dynamometer or a wedge equipped with strain gauges is used to determine the stresses dependence on the longitudinal force acting on the coupler. Based on the results of the measured values, namely the speed of the impact (V) and the impact force (P), a point dependence $P = f(V)$ is

вимірних величин, а саме швидкості співудару (V) і сил удару (P), будують точкову залежність $P = f(V)$, за якою визначають швидкість, що відповідає нормативній величині сили удару.

У процесі випробувань на співудар проводиться систематичне спостереження за роботою й станом конструкції вагона і його устаткування. Для вантажних магістральних вагонів після досягнення швидкостей співудару, які відповідають силі удару 2,5 МН, огляд проводиться після кожних трьох співударів. Після закінчення випробувань здійснюється ретельний огляд несівних конструкцій з фіксацією усіх виявлених ушкоджень.

3.2.3. *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 [49, 50]. 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

constructed, which is used to determine the speed corresponding to the standard value of the impact force.

In the course of impact testing, systematic monitoring of the operation and condition of the wagon structure and its equipment is carried out. For mainline freight wagons, after reaching impact speeds corresponding to an impact force of 2.5 MN, inspection is carried out after every three impacts. Upon completion of the tests, the load-bearing structures are thoroughly inspected and any damage detected is recorded.

3.2.3. *Running dynamic tests*

Running tests of rolling stock on the track are carried out with the aim of determining the dynamic indicators of the vehicles and evaluating the conditions of traffic safety, smoothness of movement and force action on the track [49, 50]. Vehicles are allowed for running tests, provided that their mechanical characteristics have been tested and found to meet the technical requirements for series of this type and the technical task for development, and the load-bearing structures have the appropriate strength characteristics, which is confirmed by the results of relevant calculations and bench tests.

результатами відповідних
розрахунків і стендових
випробувань.

3.2.3.1. Попередні динамічні
розрахунки. З метою оцінки
динамічних величин, що можуть
супроводжувати рух випробову-
ваних одиниць рухомого складу,
рекомендується на етапі
підготовки до випробувань
застосовувати комп'ютерне
моделювання динаміки руху [76].

За умови адекватності
побудованої комп'ютерної моделі
просторової динаміки досліджу-
ваного 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 вели-
чин обчислюється критична
швидкість екіпажу, визначаються
динамічні показники, які не
піддаються безпосередньому
вимірюванню, скорочуючи тим
самим загальний обсяг випробу-
вань, виконується прогнозування
зносу поверхонь кочення коліс
під час експлуатації.

Математична модель
транспортного засобу повинна
бути адекватним відображенням
всіх особливостей реального
об'єкту, які впливають на
динамічну характеристику. Для
цього мають використовуватись

3.2.3.1. Preliminary dynamic
calculations. In order to evaluate
the dynamic values that can
accompany the movement of the
tested rolling stock units, it is
recommended to use computer
simulation of the dynamics of
movement at the stage of
preparation for the tests [76].

Provided that the constructed
computer model of the spatial
dynamics of the researched rail
vehicle is adequate on the basis of a
series of calculations (computer
computational experiment), the
dynamic values can be estimated
with acceptable accuracy.

By analysing and evaluating the
dynamic values obtained by
modelling, the critical speed of the
vehicle is calculated, dynamic
indicators that cannot be directly
measured are determined, thereby
reducing the total amount of
testing, and the wear of the rolling
surfaces of wheels during operation
is predicted.

The mathematical model of the
vehicle should be an adequate
reflection of all the features of the
real object that affect the dynamic
characteristics. For this purpose,
data from stationary tests on
generational weighing,

дані стаціонарних випробувань стосовно поколiсного зважування, визначення моменту сил опору повороту вiзкiв вiдносно кузова (в планi), скидання з клинiв.

3.2.3.2. Змiст та порядок випробувань на колiї. Ходові випробування проводяться на експериментальних полiгонах або на спецiально видiлених експлуатацiйних дiлянках колiї [76]. Ці дiлянки повинні бути статистично представницькими за конструкцiєю та станом, планом і профiлем. Ходові випробування необхідно проводити при двох станах профiлiв поверхонь кочення колiс – новому (незношеному) і спрацьованому в процесі експлуатацiї. Для профiлiв поверхонь кочення колiс випробовуваного зразка й фактичних профiлiв робочих поверхонь рейок дослiдних дiлянок колiї мають бути розраховані значення еквивалентної конусності за вимогами документу [65].

Колеса вагонiв повинні мати профiлі поверхонь кочення, котрі вiдповiдають природному спрацюванню у процесі експлуатацiї. Нові вагони, для яких невідома картина спрацювання колiс в експлуатацiї, попередньо випробовуються з новими профiлями колiс. Остаточні висновки щодо їхніх динамiчних властивостей формулюються

determination of the moment of resistance to rotation of bogies relative to the body (in plan), and wedge drop should be used.

3.2.3.2. Content and procedure of tests on the track. Running tests are carried out on experimental training grounds or on specially designated operational track sections [76]. These sections should be statistically representative in terms of design and condition, layout and profile. Running tests should be carried out in two states of the rolling surface profiles of the wheels – new (unworn) and worn out during operation. For the profiles of the rolling surfaces of the wheels of the test specimen and the actual profiles of the working surfaces of the rails of the experimental track sections, the values of the equivalent conicity should be calculated in accordance with the requirements of document [65].

The wheels of wagons must have rolling surface profiles that correspond to the natural wear in service. New wagons for which the wear pattern of the wheels in service is unknown are preliminarily tested with new wheel profiles. Final conclusions on their dynamic properties are made after tests with wheels that have been subjected to operational wear. It is possible that the wheel profiles

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.

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 бокову силу H між колісною парою і рамою візка;

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

Необхідний обсяг дослідних поїздок і вимірювань встанов-

would correspond to the calculated equivalent conicity values of at least 0.15 on rails with a 1/40 inclination and 0.10 on rails with a 1/20 inclination.

According to European standards, there are two methods for measuring values to assess the dynamic qualities of rolling stock: normal and simplified. The normal method measures the forces of interaction between wheels and rails (lateral Y and vertical Q components), at least for each outer axle of the bogie. The technical requirements assume that the acceptance testing unit has equipment capable of determining the Y and Q forces.

In the simplified method, which is used in cases where modified wagons are subjected to testing or when operating conditions change, two measurement methods are used:

1) the lateral force H between the wheelset and the bogie frame is allowed to be measured instead of the wheel-rail interaction forces;

2) only the accelerations of the body and running gears in the horizontal and vertical directions are measured.

The required volume of test trips and measurements is established by programmes and methods, taking into account specific tasks, features

люється 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 $\Sigma Y_{\max}$, максимальне відношення $(Y/Q)_{\max}$, ковзне середньоквадратичне значення направляючих сил ΣY_{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

and degree of novelty of the design and the requirements for it.

In order to ensure traffic safety in accordance with European regulations with limit values, the normal measurement method analyses such indicators as the maximum sum of the guiding forces $\Sigma Y_{\max}$, the maximum ratio $(Y/Q)_{\max}$, the moving root mean square value (rms) value of the guiding forces, and the acceleration of the body and running gears. In the simplified method, these indicators are the maximum sum of lateral axle forces $H_{\max}$ and the moving H_{rms} value of lateral axle forces or acceleration of the body and running gears.

To assess the running qualities of 1520 mm gauge railway wagons, the measured accelerations, frame forces and spring deflections are used to determine the probable maximum values of the vertical dynamics and horizontal frame forces coefficients and the probable minimum values of the safety margins against derailment and overturning.

When determining the safety factor of a wheelset against derailment on railways of the 1520 mm gauge, the ratio of the vertical load of the rail from the running wheel to the lateral force of the interaction between the flange of this wheel and the rail head is calculated. In

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 поворотальних характеристик визначаються бічні переміщення транспортного засобу при надлишку і недостатці піднесення зовнішньої рейки в

accordance with European standards, the ratio of the lateral force acting on the wheel to the vertical load is found, i.e. the inverse of the corresponding ratio calculated when determining the safety factor.

The evaluation of the test results of wagons both on the 1520 mm track gauge and on the 1435 mm track gauge is carried out by comparing the received and appropriately processed experimental data on the indicators of strength and running qualities of the wagons with normative values.

Preliminary tests are carried out to assess the ability of the vehicle to operate under conditions of the geometrically limiting track layout. These are static and quasi-static tests that involve measuring forces and displacements between various vehicle components. During these tests, the static load on the wheels and the turning resistance moment of the bogies are measured, and the safety against the wheelsets coming off the rails under the action of longitudinal forces in S-shaped curves is evaluated. In addition, the lateral movements of the vehicle are determined to assess the transverse turning characteristics with excess and deficiency of the outer rail elevation in the curves.

The conditions for running dynamic tests include test runs on straight

кривих.

Умови ходових динамічних випробувань передбачають дослідні поїздки на прямо-лінійних і криволінійних ділянках колії [50]. 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%.

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 досліджувана одиниця рухомого складу відчіпляється від дослідного поїзда.

and curved track sections [50]. The tests are carried out on operational lines. A mandatory requirement is the presence of curves with radii of 250...400 m. There should be at least 25 fixed track sections in the test area. Depending on the track layout, the length of the measured track sections ranges from 70 to 500 m. The maximum speed on the test sections shall be equal to the design speed plus 10%.

Brake reliability and efficiency are assessed based on the results of static and running tests of the brake systems. During static tests, test braking and brake releases are performed, and the density of the pneumatic part is checked. Running tests involve determining the braking distance, for which the unit under study is uncoupled from the test train at different speeds.

4. ЗАСОБИ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ БЕЗПЕКИ РУХУ ПОЇЗДІВ

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 [81].

Сучасні тенденції розвитку вимірювальної техніки надають широкі можливості реалізації нових інструментальних підходів для оцінки динамічних якостей, умов безпеки руху поїздів і оперативного прийняття заходів щодо попередження аварійних ситуацій [82]. Враховуючи успішний досвід впровадження систем діагностики екіпажної частини пасажирських вагонів і локомотивів, виникає необхідність у подальшому вдосконаленні засобів і методів експериментальної оцінки ходових динамічних якостей і показників безпеки руху вантажних поїздів.

4. MEANS OF ASSESSING THE SAFETY OF TRAIN MOVEMENT

In the course of operation, rolling stock units, like any complex technical systems, are prone to failures, which can be caused by: violations of the technology of manufacturing individual elements, severe operating conditions, non-compliance with the norms of technological processes of loading, unloading and transporting goods, aging and wear of components, etc. That is why it is an important and urgent task to introduce control periodic tests and dynamic diagnostics of rolling stock throughout its entire life cycle at railways [81].

Modern trends in the development of measuring equipment provide ample opportunities for the implementation of new instrumental approaches to assess the dynamic qualities, safety conditions of train traffic and promptly take measures to prevent emergencies [82]. Taking into account the successful experience of implementing diagnostic systems for the running gears of passenger wagons and locomotives, there is a need to further improve the means and methods of experimental assessment of running dynamic qualities and safety indicators of freight trains.

4.1. Моніторинг технічного стану рухомого складу в умовах експлуатації

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

4.1.1. Приклади систем діагностики й контролю ходових частин

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 [83]. Вказана система складається з блоків виміру контрольованих величин, електричного живлення та пам'яті. Головні функції системи полягають у контролі стабільності ходової частини та виявленні тенденцій до сходження колісних пар з рейок. Крім того, здійснюється діагностика гасителів вилянь, коліс і буксових підшипників.

Поряд з розвитком бортових систем контролю широкого застосування набувають

4.1. Monitoring of the technical state of rolling stock in operating conditions

An essential component of modern rolling stock maintenance and servicing systems is constant supervision in operation of technical condition parameters. Over the past decades, both on-board and stationary (on-ground) devices have become widely used to monitor the technical condition of rolling stock.

4.1.1. Examples of running gears diagnostics and control systems

For high-speed rolling stock such as ICE trains, Siemens SGP Verkehrstechnik in cooperation with PSE PRO has developed an on-board system for diagnosing and monitoring running gears [83]. This system consists of units for measuring controlled values, power supply and memory. The main functions of the system are to monitor the stability of the running gears and identify trends in wheel set derailment. It also diagnoses anti-hunting dampers, wheels and axle bearings.

Along with the development of on-board monitoring systems, stationary means of controlling and monitoring the technical condition of rolling stock in trains passing

стаціонарні засоби контролю та моніторингу технічного стану рухомого складу в поїздах, що проходять спеціально обладнаними вимірювальними ділянками колії [84]. 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 [85]. Практична реалізація таких систем здійснюється на основі оцінки динамічної поведінки як безпосередньо рухомого складу, так і колійної структури під час проходження поїздів [85-89].

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 [85].

Радю безпеки залізниць та стандартів (The Rail Safety and Standards Board, RSSB) були проаналізовані і класифіковані за функціональними категоріями

through specially equipped measuring sections of track are becoming widely used [84]. Modern systems for monitoring the dynamic state of vehicles aimed at detecting faults mainly use concepts and hypotheses based on deep filtering methods and time series analysis [85]. The practical implementation of such systems is based on the assessment of the dynamic behaviour of both the rolling stock and the track structure during the passage of trains [85-89].

Currently, most commercial products for monitoring the condition of railway vehicles are focused on running gears due to the fact that some of the most important components of bogies are subject to rapid changes in their technical condition and have a serious impact on the performance of the railway vehicle-track system and traffic safety. The key aspect is the ability of existing monitoring technology to detect diagnostic parameters in real time to assess and predict maintenance time [85].

The Rail Safety and Standards Board (RSSB) analysed and classified the monitoring systems installed on the tracks into functional categories. Wheel load detectors were allocated to a separate group, which determined

системи моніторингу, що встановлені на коліях. В окрему групу були виділені детектори навантаження на колеса, які визначали наявність дефектного колеса шляхом вимірювання величини навантаження (сила, з якою колесо діє на рейку) і порівняння його з заданим пороговим значенням. За інструктивними вказівками Асоціації американських залізниць (Association of American Railroads, AAR) вилученню із експлуатації підлягають колеса, що створюють ударні навантаження величиною більше 410 кН.

До детекторів для вимірювання вертикальних та бокових сил на рейки відноситься система WILD (Wheel Impact Load Detector). Ця система дозволяє не тільки виявити дефектні колеса, а також визначає швидкість рухомого складу, загальний тоннаж та довжину поїзда, виконує підрахунок локомотивів, вагонів та осей [84].

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. Коливання виляння візків знаходяться постійно в центрі уваги галузі, щоб запобігати пошкодженням вантажів, а також передбачати небезпечні ситуації в експлуатаційних умовах [90].

the presence of a defective wheel by measuring the amount of load (the force with which the wheel acts on the rail) and comparing it with a given threshold value. According to the Association of American Railroads (AAR) guidelines, wheels that generate impact loads of more than 410 kN are subject to removal from service.

Detectors for measuring vertical and lateral forces on rails include the WILD (Wheel Impact Load Detector) system. This system not only detects defective wheels, but also determines the speed of the rolling stock, the total tonnage and length of the train, and counts locomotives, wagons and axles [84].

To reduce tension in the operations of North American railways, systems for indicating both vertical and lateral forces of interaction between wheels and rails have been developed and implemented for many years. Hunting vibrations of bogies are constantly in the focus of the industry to prevent damage to goods, as well as to anticipate dangerous situations in operating conditions [90]. The HTD (Hunting Truck Detector) developed by Salient Systems, Inc. (SSI) is one of the floor safety devices that are widely used on North American railways. The HTD system

Розроблений Salient Systems, Inc. (SSI) детектор візкового виляння HTD (Hunting Truck Detector) – одне з підлогових пристроїв безпеки, які широко впроваджуються на Північноамериканських залізницях. Система HTD вимірює параметр HI (Hunting Index), названий показником виляння, і виявляє бічну нестійкість візків. За даними Федеральної адміністрацією залізниць США – FRA (U.S. Federal Railroad Administration), впровадження подібних систем сприяло відчутному скороченню числа аварій.

Інструментальну основу систем моніторингу складають оптичні датчики, акселерометри, датчики навантаження або датчики деформації. Доступними системами на ринку є MATTILD GE Transportation, Wheelchex DeltaRail, WCM Teknis та WILD системи Salient System [85]. 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

вимірювати HI (Hunting Index) параметр, called the hunting index, and detects lateral instability of bogies. According to the U.S. Federal Railroad Administration (FRA), the introduction of such systems has contributed to a significant reduction in the number of accidents.

The instrumental basis of monitoring systems consists of optical sensors, accelerometers, load sensors or strain sensors. Available systems on the market include MATTILD GE Transportation, Wheelchex DeltaRail, WCM Teknis, and WILD Salient System [85]. However, these systems are not foolproof, and in most cases, the necessary additional checks of railway vehicles take place in the depot before they go on the line. These inspections are time-consuming and prone to human error. These technologies have been in place for many years, but the increase in damaged wheelsets due to higher speeds, heavier loads and changing operating conditions has forced railways to rethink their inspection strategies.

A challenging issue for such systems is the determination of the threshold value of the measured values that characterise the force interaction between wheels and

переглядати стратегії цих перевірок.

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

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

Загалом інтеграція підлогових пристроїв моніторингу технічного стану рухомого складу в єдину систему представляється перспективним напрямком реалізації

rails. If the value of rail sole stresses is standardised, the justification of rail acceleration thresholds or data for optical sensors is only a significant challenge if an output signal is available and it is necessary to evaluate different types of rolling stock, axle loads and technical conditions for using this signal.

For countries with a railway track of the 1520 mm gauge, the quality of maintenance and the design of the rolling stock used create additional risks of excessive force on the rails. Therefore, the development and creation of an adapted system for detecting rolling stock units with defects in running gears that lead to excessive impact on the track structure should be among the priorities in the strategy to ensure guaranteed safety of the transportation process.

In general, the integration of stationary rolling stock condition monitoring devices into a single system seems to be a promising area for implementing measures to prevent the occurrence of dangerous situations. The functioning of systems for the automatic detection of running gears faults will facilitate the development and implementation of preventive maintenance and repair technologies for rolling

заходів з попередження виникнення небезпечних ситуацій. Функціонування систем автоматичного виявлення несправностей ходових частин буде сприяти розвитку і запровадження технологій попереджувального технічного обслуговування і ремонту рухомого складу, що дозволить відійти від виконання операцій з утримання і ремонту, які не викликані дійсною необхідністю. Тим самим буде досягнуто значної економії трудових витрат, коштів, матеріальних та енергетичних ресурсів.

4.1.2. Мобільна система визначення динамічної навантаженості рухомого складу

З метою оперативного визначення показників навантаженості екіпажних частин в умовах експлуатації розроблено спеціалізовану мобільну систему для контрольних ходових випробувань та динамічної діагностики рухомого складу [91].

4.1.2.1. 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

stock, which will allow us to move away from performing maintenance and repair operations that are not caused by a genuine need. This will result in significant savings in labour costs, funds, material, and energy resources.

4.1.2. Mobile system for determining the dynamic load of rolling stock

A specialised mobile system for control running tests and dynamic diagnostics of rolling stock has been developed for the purpose of prompt determination of the load indicators of vehicle units under operating conditions [91].

4.1.2.1. General characteristics of the software and hardware complex. The development of a mobile software and hardware complex (SHC) for control running tests and dynamic diagnostics of rolling stock units is based on the requirements formed on the basis of the analysis of the regulatory framework and modern measuring

аналізу нормативної бази та сучасних засобів вимірювань, що застосовуються переважно на залізницях країн Євросоюзу [50].

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 [92].

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

instruments used mainly on the railways of the European Union [50].

The task of the SHC is to provide the ability to autonomously conduct control tests and dynamic diagnostics of rolling stock units to determine the load of running gear as a key component of checking the quality of repair work, assessing the residual life of load-bearing structures, performing control tests and determining the load of running gear in the operating conditions of rolling stock. The SHC consists of hardware based on the CompactRIO platform and software written in the graphical programming language "G" in the LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) software package by National Instruments [92].

The hardware of the mobile system for control running tests and dynamic diagnostics of rolling stock based on the National Instruments CompactRIO platform allows solving a wide range of tasks related to the control of the technical condition of vehicles, both in test conditions and in normal operating modes. The system implements two functional options: real-time assessment of strength and safety indicators (Fig. 4.1a), as well as measurements of physical quantities (displacement, acceleration, deformation) in an

функціональні опції: оцінка показників міцності та безпеки в режимі реального часу (рис. 4.1а), а також виконання вимірювань фізичних величин (переміщення, прискорення, деформації) в автономному режимі «чорного ящика» з подальшою статистичною обробкою (рис. 4.1б).

autonomous «black box» mode with subsequent statistical processing (Fig. 4.1b).



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

Fig. 4.1. Use of the mobile system:
a – in real time; b – in offline mode

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 [93]. Загальну блок-схему ПАК наведено на рис. 4.2.

In addition, to analyse the effect of the speed of movement on the change in the controlled parameters, to obtain accurate time signals and to determine the current coordinates, data obtained using a GPS receiver module with a polling frequency of up to 8 Hz are used [93]. The general block diagram of the SHC is shown in Fig. 4.2.

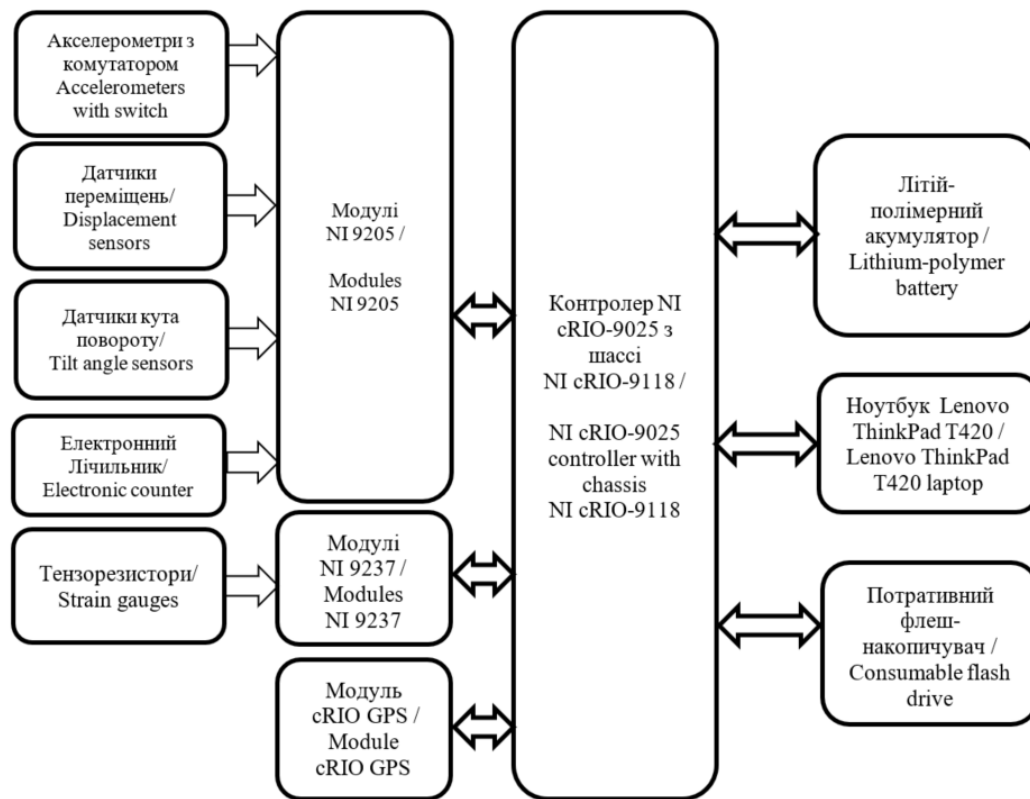


Рис. 4.2. Блок-схема ПАК
Fig. 4.2. Block diagram of the SHC

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

Low-frequency accelerometers are used to measure and evaluate the dynamic load of the rolling stock crew unit. Table 4.1 shows the general technical requirements for accelerometers that are recommended for use in running dynamo-strength tests to determine the dynamic load of running gear under rolling stock operation conditions.

Таблиця 4.1

Загальні технічні вимоги до акселерометрів

Table 4.1

General technical requirements for accelerometers

Зона встановлення акселерометра / Accelerometer installation area	Рекомендований діапазон, m/s^2 / Recommended range, m/s^2	Робочий діапазон частот (чутливість мікросхеми), Гц / Operating range of frequencies (chip sensitivity), Hz
Буксовий вузол / Axle-box unit	+/- 500	0...100 (0...250)
Візок з одноступеневим ресорним підвішуванням / Bogie with single-stage spring suspension	+/- 100	0...100 (0...250)
Візок з двома і більше ступенями підвішування / Bogie with two or more suspension stages	+/- 50	0...40 (0...100)
Кузов / Body	+/- 15	0...20 (0...50)

Додаткові вимоги до
акселерометрів:

- 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 $(\text{m/s})^2$;
- г) температурний ефект: за $\leq 3\%$
вимірювального діапазону; за
чутливості $\leq 5,10\%$ – $4,0/^\circ\text{C}$.

В залежності від необхідності
конкретної оцінки вимірювання

Additional requirements for
accelerometers:

- a) total frequency transmission in
the range of 0.4 Hz ± 0.5 dB;
- b) nonlinearity and hysteresis – $\leq$
0.3% of the measuring range of the
measuring range;
- c) sensitivity of intersecting axes $\leq$
0.05 $(\text{m/s})^2$;
- d) temperature effect: for $\leq 3\%$ of
the measuring range; for sensitivity
 $\leq 5.10\%$ – $4.0/^\circ\text{C}$.

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.

4.1.2.2. Програмне забезпечення. Програмне забезпечення мобільної системи складається з наступних підсистем [77]:

Depending on the specific assessment required, accelerations are measured at specific locations on the body and bogies. For example, the vertical accelerations of the axle boxes are measured to detect defects in the rail surfaces and isolated geometric irregularities. Transverse accelerations of the bogie are used to assess the safety margin. The transverse and vertical accelerations of the body reveal track defects that affect the dynamic comfort values.

The sampling frequency should be at least 2.5 times higher than the cut-off frequency applied to the signal. Measurements of the accelerations of the trolleys and the body must be carried out in the working range of movement speeds for the line within the tolerance $\pm 10\%$.

The measured accelerations can be used as indicators of track geometry quality and to detect local geometric deviations affecting the dynamic behaviour of the rolling stock. These measurements should be used in conjunction with the determination of the main parameters.

4.1.2.2. Software. The software of the mobile system consists of the following subsystems [77]:
a) collection of measurement information;

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

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

Розроблена підсистема збору забезпечує роботу контролера CompactRIO з шасі на 8 модулів зі вбудованою програмованою логічною інтегральною схемою (ПЛІС) та – двох універсальних модулів АЦП 9205 з максимальною частотою дискретизації 250 кГц і п'яти модулів тензометрії 9237 з максимальною частотою 50 кГц на канал, модуля-приймача сигналу GPS.

- б) determining the level of comfort;
- с) determination of indicators of smoothness of the course;
- д) determination of traffic safety indicators in the express processing mode.

The measurement data acquisition subsystem collects, stores, and visualises changes in information signals from displacement, vibration acceleration, and mechanical deformation sensors. In addition, GPS receiver data is used to analyse the effect of the movement speed on the change in the controlled parameters, obtain accurate time signals and determine the current coordinates. The generalised structure of the measurement information subsystem is shown in Fig. 4.3.

The developed acquisition subsystem enables the operation of the CompactRIO controller with an 8-module chassis with an integrated programmable logic integrated circuit (PLIC) and two universal 9205 ADC modules with a maximum sampling rate of 250 kHz and five 9237 strain gauge modules with a maximum rate of 50 kHz per channel, and a GPS signal receiver module.

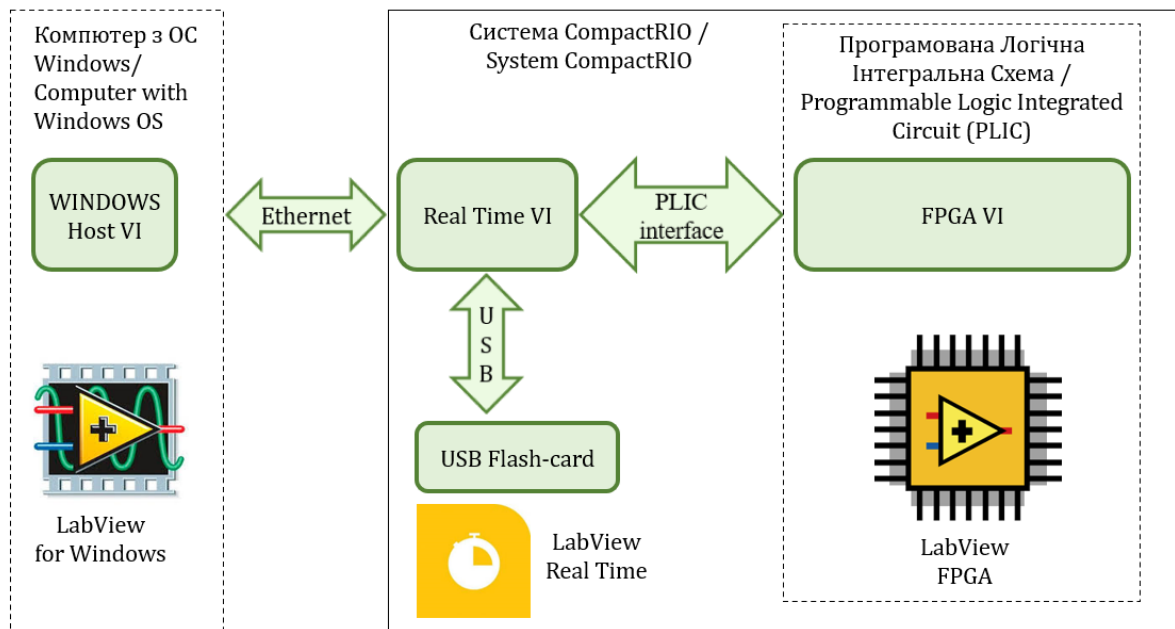


Рис. 4.3. Структура програмного забезпечення
Fig. 4.3. The structure of the software

Завдяки вбудованій ПЛІС, CompactRIO має можливість реалізовувати алгоритми обробки вимірювальних даних на апаратному рівні з детермінованим часом виконання 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 характери-

Thanks to the built-in PLIC, CompactRIO is able to implement measurement data processing algorithms at the hardware level with a deterministic execution time of 25 ns without transferring the load to the central processor of the controller. A typical CompactRIO setup includes a controller running the PharLab or VxWorks real-time operating system, a chassis, and input/output modules. The chassis carries the PLIC core and directly connects to universal or specialised input/output modules that have built-in signal matching and processing capabilities. There are different chassis models with different numbers of module slots and different characteristics of PLIC chips.

ками мікросхем ПЛІС.

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 (операційної системи) 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 [94].

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

Due to its autonomy, hardware and mass-dimensional characteristics, as well as the ability to operate in adverse conditions, CompactRIO can be used to solve a wide range of measurement data collection and process control tasks.

Most of the software for CompactRIO is developed according to a scheme that provides for its conditional division into three levels: a virtual device HOST VI on a controlling PC running OS (operating system) Windows, RT VI on a controller running a real-time OS, and FPGA VI on an PLIC that does not have its own OS, since the logic of the program was implemented directly on the hardware level. Each of the presented levels has its own specific functionality and implements certain functions of the system as a whole [94].

Typical tasks performed with the HOST VI: saving data on a computer and accessing databases; integration with external information systems; organising the interface.

Typical tasks performed in the RT VI on a real-time controller: data processing; control; data storage in the controller's built-in memory and on external media.

носіях.

Типові завдання, що виконуються в FPGA (Field-Programmable Gate Array) 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

Typical tasks performed in the FPGA (Field-Programmable Gate Array) VI on the PLIC: input/output operations; hardware timing and control of the process of interaction with equipment; low-level processing of measurement signals.

The PLIC is a microcircuit whose functionality is determined by programming or «configuration», which is a common term when working with this class of integrated circuits. The LabVIEW FPGA Module package is an add-on to the LabVIEW software environment that allowing to define PLIC logic operations in the form of a regular virtual device instead of programming it using a specialised VHDL language. This package allows to create programs with synchronous and asynchronous parallel cycles running on the hardware level and provides time-determined data collection and analysis.

The LabVIEW FPGA Module software package fully takes over the multi-stage process of converting a virtual instrument into PLIC binary code. At the first stage, the virtual device is converted into VHDL text code, which is then compiled into binary form by the standard Xilinx ISE industrial compiler. During the

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,

compilation process, the code is optimised in terms of execution speed and the number of logic gates involved.

The result of compilation is a binary file (bitstream file) that fully defines the PLIC configuration. When the program is run, the binary file is loaded onto the chassis, i.e. the PLIC configuration process takes place. The binary file can be written to the built-in flash memory and automatically loaded when the system is turned on. The configuration is not saved when the power is turned off, so the binary file must be loaded again after switching on the power. With the appropriate configuration setting, it can be loaded automatically from the PLIC device's flash memory or by a program using the controller.

FPGA VI virtual instruments can be executed completely independently of other system components and remain operational even if the controller fails. Moreover, a buffer can be organised on the PLIC to prevent data loss in such a situation.

The PLIC is designed primarily for clocking, synchronisation, control, data acquisition and digital pre-processing of information signals, and control of each input/output

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

module.

A virtual device for a CompactRIO controller usually includes two or more loops: a critical priority loop that implements control and data processing algorithms, and a normal priority loop that is responsible for data storage, remote web interface, and communication via Ethernet or RS-232 bus.

The CompactRIO platform provides three ways to raise the data received from the modules to the level of a real-time controller: through the front panel elements, using a mechanism known in LabVIEW as Local Variables, and through a DMA FIFO buffer. The first two approaches are relatively simple in terms of implementation, but suboptimal in terms of efficiency. At the same time, the DMA FIFO method allows you to receive data received at high sampling rates from a large number of modules without delay. One of the advantages of the DMA mode is that data transfer takes place independently of the CPU.

PLIC devices that support DMA FIFO buffers have direct access to memory, unlike other methods that require the mandatory participation of the processor. Direct memory access is implemented by means of

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

PCI bus mastering, in which the PLIC device gains access to bus control and thus access to memory, bypassing the processor.

The DMA FIFO buffer consists of two sections: one part is located in the PLIC memory and the other in the controller memory. The PLIC can write or read from the buffer element by element using the FIFO Read and FIFO Write methods, and the controller can write or read element samples. The two parts of the buffer are connected using a hardware and software DMA controller. Thus, from the software point of view, they look like a single FIFO buffer.

The FPGA VI virtual device placed on the PLIC implements the functionality of initialisation, polling, polling of data acquisition modules and further loading of the received counts into the DMA FIFO buffer. To ensure a deterministic sequence of command execution, the structure of the LabVIEW programming language «Flat Sequence Structure» is used, which contains elements for polling modules and writing to the buffer.

The DMA FIFO buffer is cyclically polled at a time interval set by the timer at the level of the real-time controller, after which the counts

чого відліки, отримані у вигляді цілих чисел згідно з динамічним діапазоном і розрядністю модуля збору, нормуються за значеннями прискорень і деформацій. Отримані дані подаються на віртуальний пристрій, що забезпечує їх обробку та зберігання на зовнішньому накопичувачі, підключеному за допомогою шини USB.

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

received as integers in accordance with the dynamic range and bit depth of the acquisition module are normalised by the values of accelerations and deformations. The received data is fed to a virtual device that processes and stores it on an external drive connected via the USB bus.

CompactRIO controllers have a built-in USB 2.0 controller, but not all drives support this standard, which can lead to significant write delays, which in turn lead to an overflow of the DMA FIFO buffer and incorrect operation of the system as a whole. The presented system does not have a virtual control device located on a personal computer, but instead uses the LabVIEW Remote Panel mechanism. This function implements the so-called Client-Server model, where the controller serves as the server and any computer with LabVIEW installed is the client. By default, the CompactRIO is licensed for one external connection, but the number of external connections can be expanded. To activate the Remote Panel on the controller, you need to activate the Web server in the project settings and select the virtual devices to which you want to allow remote access. This feature can significantly reduce the time required for the development of HOST VI, but it can create a load

доступ. Дана функція дозволяє значно скоротити витрати часу, які необхідні на розробку HOST VI, проте може створювати навантаження на мережу передачі даних [77].

Окрім модулів збору, для синхронізації часу і набуття значень поточної швидкості та координат, до контроллера 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 проєкту 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.

on the data network [77].

In addition to the acquisition modules, a GPS receiver is connected to the controller to synchronise time and acquire current speed and coordinate values, which is mounted on the chassis in the same way as standard modules. Since the receiver is manufactured by a third-party company, LabVIEW Real Time Module does not have standard means for receiving GPS data, so a set of closed virtual devices that are installed separately is used to interact with it. In addition, to ensure the correct functioning of the module as part of the project, you should also add the SubVIs supplied with the module to the FPGA VI. If the initialisation is successful, the GPS data is presented in the form of a cluster or directly in a text format that can be used for software debugging or other tasks.

4.2. Контроль впливу рухомого складу на колійну інфраструктуру

Забезпечення своєчасного виявлення несправностей ходових частин рухомого складу є важливою складовою системи безпеки руху поїздів. З іншого боку експлуатація рухомого складу з несправними ходовими частинами може спричиняти підвищену силову дію на колію, викликаючи тим самим тенденцію до розладу колійної структури. Виходячи, таким чином, з вимог забезпечення гарантованої безпеки руху і збереженості колійної інфраструктури, в системі утримання рухомого складу головна увага має приділятися контролю стану елементів ходових частин і колії, що взаємодіють.

З метою створення системи визначення рівня динамічного навантаження колії рухомим складом проведено відповідне дослідження, за результатами якого створено систему автоматичного виявлення несправностей колісних пар (АВНК) [95, 96]. Система АВНК призначена для забезпечення безперервного технічного контролю в автоматичному режимі та ідентифікацію одиниць рухомого складу з понаднормативною динамічною дією на колію.

Існуючі системи контролю силової дії рухомого складу на

4.2. Control of the impact of rolling stock on the track infrastructure

Ensuring timely detection of rolling stock running gear faults is an important component of the train safety system. On the other hand, the operation of rolling stock with faulty running gear can cause an increased force on the track, thereby causing a tendency to disrupt the track structure. Thus, based on the requirements to ensure guaranteed traffic safety and preservation of the track infrastructure, the rolling stock maintenance system should focus on monitoring the condition of the interacting elements of the running gear and track.

In order to create a system for determining the level of dynamic track load by rolling stock, a corresponding study was conducted, which resulted in the creation of an automatic wheelset fault detection system (AWFD) [95, 96]. The AWFD system is designed to provide continuous technical control in automatic mode and identify rolling stock units with excessive dynamic impact on the track.

Existing systems for monitoring the forceful impact of rolling stock on the track consist of a stationary

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

На відміну від штатних систем контролю параметрів взаємодії рухомого складу та колії на основі тензометричних вимірювань, в проєкті системи АВНК розглядається можливість використання датчиків вібраційних прискорень (акселерометрів) для оцінки динамічного навантаження елементів верхньої будови колії, що не потребує спеціальних умов для обладнання тестової ділянки колії [97-99]. Передбачається, що системи, які базуються на вимірюванні прискорень елементів ходових частин та колії, повинні надавати можливості виявляти одиниці рухомого складу з наднормативним впливом на колію, їх ідентифікацією і оперативну передачу інформації для прийняття відповідних організаційно-технічних заходів.

device in the form of a track section equipped with sensors and a software package that collects, stores, visualises and processes information signals from the sensors. These systems are usually based on strain gauges. The system for assessing the dynamic impact of rolling stock on the track, which is used on 1520 mm gauge railways, is regulated by the relevant regulatory documents and includes an assessment of the stress-strain state of track elements under the forceful action of rolling stock.

Unlike standard systems for monitoring the parameters of interaction between rolling stock and track based on strain gauge measurements, the AWFD system design considers the possibility of using vibration acceleration sensors (accelerometers) to assess the dynamic load of the elements of the track superstructure, which does not require special conditions for equipping the test section of the track [97-99]. It is assumed that systems based on measuring accelerations of elements of running gear and track should provide the ability to detect rolling stock units with excessive impact on the track, their identification and prompt transmission of information for taking appropriate organisational and technical measures.

4.2.1. Технічні характеристики системи АВНК

Система АВНК складається з апаратної та програмної частин. Апаратна частина комплексу побудована на базі платформи National Instruments CompactRIO. Система виконує збір, збереження, візуалізацію та обробку інформаційних сигналів від датчиків віброприскорень, якими оснащено визначену ділянку колії (рис. 4.4). Система включає первинні перетворювачі, лінії передачі сигналів, відеокамери, блоку обробки та індикатора.

4.2.1. Technical characteristics of the AWFD system

The AWFD system consists of hardware and software parts. The hardware part of the complex is based on the National Instruments CompactRIO platform. The system collects, stores, visualises and processes information signals from vibration acceleration sensors, which are equipped with a certain section of track (Fig. 4.4). The system includes primary transducers, signal transmission lines, video cameras, processing units and an indicator.



Рис. 4.4. Експериментальна ділянка колії з встановленими акселерометрами

Fig. 4.4. Experimental track section with accelerometers installed

Первинними перетворювачами є низькочастотні акселерометри. Лінії передачі аналогових сигналів – це системи кабелів, коробів та відводів, що забезпечують сполучення

The primary transducers are low-frequency accelerometers. Analogue signal transmission lines are systems of cables, ducts and conduits that ensure the connection of the component parts of the

складових частин пристрою та роботу його в автоматичному режимі. Блок обробки сигналів містить в собі програмно-апаратний реєстратор, який складається з програмної та апаратної частин в складі тензометричних модулів та модулів аналого-цифрового перетворення (далі – АЦП). Відеокамеру призначено для виконання моніторингу процесу вимірювання. Індикатором є ПК зі спеціалізованим програмним забезпеченням.

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

Підсистема обробки й аналізу результатів вимірювань дії на колію ходових частин рухомого складу, розроблена в програмному комплексі LabVIEW, побудована на основі визначення наднормативного рівня дії колеса на рейку. Для кращої достовірності результатів роботи комплексу використовується поєднання цих статистичних критеріїв за

device and its operation in automatic mode. The signal processing unit contains a software-hardware recorder, which consists of software and hardware parts as part of strain gauge modules and analog-to-digital conversion modules (hereinafter – ADC). The video camera is intended for monitoring the measurement process. The indicator is a PC with specialized software.

The developed AWFD software is divided into four levels: a virtual instrument (VI) FPGA on a PLIC that does not have its own OS (operating system), RT VI on a controller with a real-time OS, (VI) on a control PC with Windows OS, and a subsystem for processing and analysing measurement results on a PC with specialised information software that determines information about the train's composition and parameters.

The processing and analysis subsystem of the measurement results of the action of the running gears of the rolling stock on the track, developed in the LabVIEW software complex, is built on the basis of determining the above-standard level of action of the wheel on the rail. To improve the reliability of the results of the complex, a combination of these statistical criteria is used by means of a logical conjunction. This

допомогою логічної кон'юнкції. Такий підхід надає можливість використовувати цей програмно-апаратний комплекс без апріорної інформації про рівень завантаженості рухомого складу та дозволяє відмовитися від нормування вимірювального каналу перед кожним наступним вимірюванням.

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

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

approach makes it possible to use this software and hardware complex without a priori information about the level of rolling stock load and allows you to refuse to normalise the measuring channel before each subsequent measurement.

To reduce the negative impact of filtering and preserve complete information, linear filtering should be used. As a result of using linear smoothing filters, noise is suppressed, but at the same time, the boundaries between areas with different signal amplitudes are blurred. A median filter is selected to filter the sample.

The median filter replaces the central element of the mask with the median of an ordered sample formed from all samples covered by the filter mask. When this filter is applied, each point is processed sequentially, resulting in a sequence of estimates. Median filtering uses a sliding two-dimensional window. For each reference, an independent estimate of the median in the window is made. To speed up the evaluation, it is advisable to use previously performed calculations algorithmically at each step. The sample counts within the window form the working sample of the current count.

знаходяться в межах вікна, утворюють робочу вибірку поточного відліку.

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

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

Критичне значення K визначається за формулами:

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

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

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

Якщо критичне значення $K > K^*$, то значення x_i вважається аномальним значенням. Критичні значення K^* критерію Шовене наведено в табл. 4.2.

It is recommended to start the processing of direct measurements by checking the readings for abnormal values. There are many criteria for detecting such values, but none of them is universal.

According to the William Chauvenet criterion, a sample item x_i is an abnormal value if the probability of its deviation from the mean is no more than $1/12n$ (n is the sample size).

The critical value K is determined by the following formulas:

If the critical value of $K > K^*$, then the value of x is considered an abnormal value. The critical values of K^* of the Chauvin criterion are given in Table 4.2.

Таблиця 4.2

Критичні значення K^* критерію Шовене

Table 4.2

Critical values K^* of the Chauvin criterion

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

При аналізі вибірок, отриманих в результаті вимірювання віброприскорень, що виникають в місцях кріплення акселерометрів, відмічено, що об'єм вибірок значно перевищує 300 значень. В даних умовах критичне значення за критерієм Шовене K^* наближається до 3,14.

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

When analysing the samples obtained as a result of measuring vibration accelerations occurring at the accelerometers' attachment points, it was noted that the volume of samples significantly exceeds 300 values. Under these conditions, the critical value of the Chauvin criterion K^* is close to 3.14.

Table 4.3 shows the confidence intervals $[x-\Delta x, x+\Delta x]$ for the confidence probability α (in fractions of σ).

Таблиця 4.3

Значення довірчих інтервалів в долях σ

Table 4.3

Values of confidence intervals in fractions of σ

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

Цей критерій також використовується для ідентифікації колеса, що спричиняє аномальний вплив на рейку з усієї реалізації точок. В записаному сигналі відбувається підрахунок піків, що перевищують заданий рівень 2σ . В цьому випадку порядковий номер піку відповідає номеру

This criterion is also used to identify the wheel causing an abnormal impact on the rail from the entire point realisation. The recorded signal counts the peaks that exceed the specified 2σ level. In this case, the sequence number of the peak corresponds to the number of the wheel pair. The use of a floating range of points falling

колісної пари. Використання плаваючого діапазону попадання точок в діапазон дозволяє без апріорної інформації про вагу й завантаженість вагонів здійснювати пошук конкретних колісних пар серед усього рухомого складу.

4.2.2. Практичне застосування системи АВНК

З метою оцінки практичної застосовності запропонованого способу моніторингу дії рухомого складу на колію під час ходових динамічних випробувань вагона-зерновоза моделі 19-7053 здійснено вимірювання прискорень рейок на досліджуваній ділянці колії [99].

Кількість вимірювальних перетинів залізничної колії в процесі випробувань складало $m_s = 15$. Датчики прискорень були встановлені на підшвах рейок посередині між шпалами, симетрично під правою та лівою рейками, їх загальна кількість $n_s = 2m_s = 30$. Слід зазначити, що для цілей моніторингу кількість вимірювальних перетинів уздовж колії може бути збільшено до 24.

Дослідний поїзд складався з двох двосекційних електровозів ЧС8 і вагона-зерновоза моделі 19-7053 з візками моделі 18-7033. Дослідні поїздки виконувались у прямому і зворотному напрямках, тобто «човником», з швидкостями руху V_j ($j = 1...10$) від 40 до 130 км/год з інтервалом $\Delta V = 10$

within the range allows you to search for specific wheelsets among the entire rolling stock without a priori information about the weight and load of the wagons.

4.2.2. Practical application of the AWFD system

In order to assess the practical applicability of the proposed method of monitoring the impact of rolling stock on the track during running dynamic tests of the grain wagon model 19-7053, rail accelerations were measured on the studied track section [99].

The number of measuring sections of the railway track during the tests was $m_s = 15$. The acceleration sensors were installed on the rail soles in the middle between the sleepers, symmetrically under the right and left rails, their total number $n_s = 2m_s = 30$. It should be noted that for monitoring purposes, the number of measuring cross-sections along the track can be increased to 24.

The test train consisted of two two-section electric locomotives ChS8 and a grain wagon model 19-7053 with bogies model 18-7033. The experimental trips were performed in the forward and reverse directions, i.e., in a «shuttle», with speeds V_j ($j = 1...10$) from 40 to 130

км/год. На кожній швидкості V_j було проведено $l = 12$ проходів поїзда.

На кожному проході сформовано багатовимірний сигнал $S = [S_0 \dots S_i \dots S_{2ns-1}]$. Всі компоненти S_i сигналу S мають довжину $N + 1$, що залежить від частоти дискретизації F , яку реалізовано в системі моніторингу. Задля необхідності виявлення під час руху поїзда високочастотних коливальних процесів у рейках, ця частота становила 1500 Гц.

На рис. 4.5 наведено приклад фрагментів записів сигналів S_0 і S_{56} , зареєстрованих системою, коли швидкість поїзда $V_5 = 80$ км/год, що відповідає вертикальним прискоренням лівої рейки, вимірюваних датчиками $n = 1$ і $n = 29$ (в перетинах $p = 1$ і $p = 15$ відповідно).

km/h with an interval $\Delta V = 10$ km/h. At each speed V_j , $l = 12$ train passes were made.

At each pass, a multidimensional signal $S = [S_0 \dots S_i \dots S_{2ns-1}]$ is generated. All components S_i of the signal S have a length of $N + 1$, which depends on the sampling rate F implemented in the monitoring system. In order to detect high-frequency oscillatory processes in the rails during train movement, this frequency was 1500 Hz.

In Fig. 4.5 shows an example of fragments of the recordings of signals S_0 and S_{56} recorded by the system when the train speed $V_5 = 80$ km/h, which corresponds to the vertical accelerations of the left rail measured by sensors $n = 1$ and $n = 29$ (in sections $p = 1$ and $p = 15$, respectively).

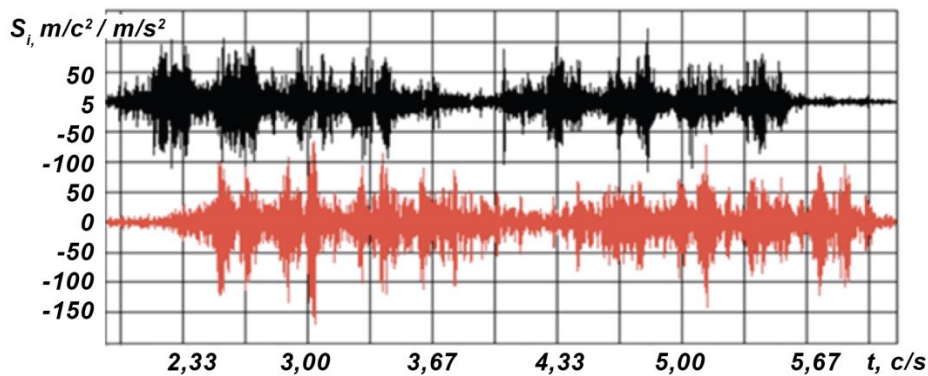


Рис. 4.5. Фрагменти записів сигналів S_0 і S_{56} при $V_5 = 80$ км/год ($k = 1$)

Fig. 4.5. Fragments of recordings of signals S_0 and S_{56} at $V_5 = 80$ km/h ($k = 1$)

Одновимірний сигнал S_i містить інформацію про швидкість руху поїзда, відстань

The one-dimensional S_i signal contains information about the speed of the train, the distance

між його колісними парами та рівень дії у вертикальному або горизонтальному напрямках, обумовленої характеристиками й станом кожного екіпажу.

До сигналів, що представляють прискорення структурних елементів, застосовні статистичні методи обробки, спектральний та кореляційний аналізи, смугова фільтрація й вейвлет-аналіз [100, 101]. Сигнали, що представляють прискорення рейок, викликані проходженням поїздів, є високочастотними нестационарними процесами. У системах моніторингу рухомого складу широко використовується вейвлет-перетворення [102]. Алгоритм, заснований на статистичному аналізі прискорень, показав задовільні результати для моніторингу стану візків поїздів на мережі високошвидкісних залізниць Shinkansen [103].

Величини напружень та сил, виміряних під час випробувань рухомого складу на вплив на колію шириною 1520 мм за стандартними схемами, розглядаються як випадкові, що підкоряються закону нормального розподілу. Традиційним методом обробки даних є об'єднання аналогічних значень X (за однаковим показником взаємодії) з різних поперечних перетинів колії в одну вибірку для кожного з коліс випробуваного екіпажа. Далі, для отриманої вибірки

between its wheel pairs, and the level of action in the vertical or horizontal directions, determined by the characteristics and condition of each crew.

Statistical processing methods, such as spectral and correlation analyses, bandpass filtering, and wavelet analysis, are applicable to signals representing the acceleration of structural elements [100, 101]. The signals representing the acceleration of rails caused by the passage of trains are high-frequency non-stationary processes. The wavelet transform is widely used in rolling stock monitoring systems [102]. An algorithm based on statistical analysis of accelerations has shown satisfactory results for monitoring the condition of train bogies on the Shinkansen high-speed railway network [103].

The values of stresses and forces measured during rolling stock impact tests on a 1520 mm gauge according to standard schemes are considered to be random, following the law of normal distribution. The traditional method of data processing is to combine similar X values (with the same interaction coefficient) from different track cross-sections into one sample for each of the wheels of the tested carriage. The resulting sample is then tested for compliance with the normal distribution law. The

здійснюється перевірка на відповідність нормальному закону розподілу. Однорідність вибірки оцінюється за коефіцієнтом варіації, який у відповідності до [104] повинен бути не більше 0,4 у випадку тестування на залізничній колії з горизонтальними і вертикальними нерівностями другого і третього ступенів. Після встановлення рівномірності вибірки визначаються середні значення середнього $mean(X)$ та стандартного відхилення $\sigma(X)$, за якими розраховуються ймовірні максимальні значення $max_{pr}(X)$, як:

$$max_{pr}(X) = mean(X) + k \cdot \sigma(X), \quad (4.4)$$

де k – коефіцієнт, що залежить від рівня довірчої ймовірності та визначає розмір інтервалу довірчої ймовірності (для ймовірності, що дорівнює 0,994, у випадку нормального розподілу приймається $k = 2,5$).

Аналогічним чином проведено статистичну обробку сигналів, отриманих під час тестування запропонованої системи моніторингу експлуатаційних навантажень колії. Метою обробки було встановлення впливу швидкості поїзда на величину прискорення рейок у вертикальному та горизонтальному напрямках, виникаючих під колесами рухомого складу. Для поділу в

homogeneity of the sample is assessed by the coefficient of variation, which, in accordance with [104], should not exceed 0.4 in the case of testing on a railway track with horizontal and vertical irregularities of the second and third degrees. After establishing the uniformity of the sample, the average values of the $mean(X)$ and the standard deviation $\sigma(X)$ are determined, which are used to calculate the probable maximum values $max_{pr}(X)$, as follows:

where k is a coefficient that depends on the level of confidence and determines the size of the confidence interval (for a probability equal to 0.994, in the case of a normal distribution, $k = 2.5$ is taken).

Similarly, we performed statistical processing of the signals obtained during the testing of the proposed track operational load monitoring system. The purpose of the processing was to determine the effect of train speed on the magnitude of rail acceleration in the vertical and horizontal directions occurring under the wheels of the rolling stock. A computational algorithm was

автоматичному режимі сигналу S на сегменти, пов'язані з окремими колесами, був розроблений обчислювальний алгоритм.

Цей алгоритм складається з таких етапів:

- розкладання сигналу S на три частини $S = S' \cup S'' \cup S'''$, де частини S' , S'' , S''' відповідають вимірюванням прискорень рейок перед проходом поїзда, під час проходження поїзда і після проходження поїзда над місцями встановлення датчиків;

- фільтрація сигналу S'' з використанням методології вейвлет-стиснення з непараметричним видаленням шуму з використанням функції *Waveshrink*;

- побудова за допомогою перетворення Гільберта (David Hilbert) обвідних для всіх компонентів багатовимірної сигналу;

- побудова взаємних кореляційних функцій за обвідними однотипних сигналів та обчислення на цій основі зміщення між сигналами, отриманими від різних датчиків;

- зміщення (вирівнювання) обвідних компонентів сигналів від різних датчиків у положення, що відповідає сигналу від першого датчика, та формування сумарного сигналу, що дозволяє виділити сегменти, пов'язані з окремими колесами.

На першому кроці алгоритму проводиться декомпозиція

developed to automatically divide the S signal into segments associated with individual wheels.

This algorithm consists of the following steps:

- decomposition of the signal S into three parts $S = S' \cup S'' \cup S'''$, where parts S' , S'' , S''' correspond to measurements of rail accelerations before the train passes, during the train passage and after the train passes over the sensor locations;

- filtering of the signal S'' using the wavelet compression methodology with non-parametric noise removal using the *Waveshrink* function;

- construction of envelopes for all components of the multidimensional signal using the David Hilbert transform;

- construction of mutual correlation functions based on envelopes of the same type of signals and calculation of the offset between signals received from different sensors;

- shifting (aligning) the envelope components of signals from different sensors to a position corresponding to the signal from the first sensor, and forming a total signal that allows you to identify segments associated with individual wheels.

The first step of the algorithm is to decompose the signal to be processed. The informative part of the signal is S'' , the beginning N_1

оброблюваного сигналу. Інформативною частиною сигналу виступає S'' , початок N_1 і закінчення N_2 якої мають довільні значення при різних проходах поїзда. Тому для виділення частини S'' застосована ітеративна процедура з використанням функцій вартості $E_N^m(x_{m,i})$ для двох компонентів сигналу $S_m = \{x_{m,i}\}$, $m=0$ і $m = 2n_s - 1$, $i = \overline{0, N}$, у вигляді

$$E_N^m(x_{m,i}) = - \sum_{i=0}^N \left(\frac{x_{m,i}}{\sigma_m} \right)^2 \cdot \ln \left(p \left(\frac{x_{m,i}}{\sigma_m} \right) \right)^2, \quad (4.5)$$

де $\sigma_m = \sqrt{\sum_{i=0}^N x_{m,i}^2}$.

Процес починається з обчислення загальної функції вартості $E0_N^0$ компоненти сигналу S_0^N з першого датчика, де N вказує на повну кількість елементів сигналу. Далі, на підставі цієї компоненти формується скорочений з правого боку сигнал S_0^{N1} з довжиною, що становить $N1 = \text{ceil}(0,1 \cdot N)$, і для нього обчислюється функція вартості $E1_{N1}^0$. Значення $E1_{N1}^0$ та $E0_N^0$ порівнюються, якщо $E1_{N1}^0 < 0,005 \cdot E1_N^0$, то довжина скороченого сигналу збільшується на $\Delta N1 = \text{ceil}(0,1 \cdot N)$, тобто $N2 = N1 + \Delta N1$. Знову обчислюється функція вартості $E2_{N2}^0$, значення якої порівнюються з $E0_N^0$, якщо $E2_{N2}^0 < 0,005 \cdot E1_N^0$, то довжина

and the end N_2 of which have arbitrary values at different train passes. Therefore, to extract the part S'' , an iterative procedure is applied using the cost functions $E_N^m(x_{m,i})$ for the two signal components $S_m = \{x_{m,i}\}$, $m=0$ and $m = 2n_s - 1$, $i = \overline{0, N}$, in the form

where $\sigma_m = \sqrt{\sum_{i=0}^N x_{m,i}^2}$.

The process begins with the calculation of the total cost function $E0_N^0$ of the signal component S_0^N from the first sensor, where N indicates the total number of signal elements. Then, based on this component, the right-hand-side truncated signal S_0^{N1} is formed with a length of $N1 = \text{ceil}(0,1 \cdot N)$, and the cost function $E1_{N1}^0$ is calculated for it. The values of $E1_{N1}^0$ and $E0_N^0$ are compared, and if $E1_{N1}^0 < 0,005 \cdot E1_N^0$, then the length of the shortened signal is increased by $\Delta N1 = \text{ceil}(0,1 \cdot N)$, i.e. $N2 = N1 + \Delta N1$. The cost function $E2_{N2}^0$ is calculated again, the values of which are compared with $E0_N^0$, if $E2_{N2}^0 < 0,005 \cdot E1_N^0$, then the signal length S_{0i}^{N2} is

сигналу S_0^{N2} знову збільшується і т.д. Якщо на k -ому кроці $Ek_{Nk}^0 \geq 0,005 \cdot E0_N^0$, то ітеративний процес зупиняється. Таким чином для частини сигналу S'' визначається ліва границя $N_1 = N_k$, яка забезпечує значення функції вартості (ентропії) частини сигналу S' таке, що не перевищує 0,5% від загальної функції вартості сигналу.

Права границя частини сигналу S'' обчислюється аналогічним чином, тільки аналізується сигнал S_M^N з останнього за напрямком руху поїзда датчика і скорочення сигналу S_M^{N1} виконується з лівого боку, тобто ітераційна процедура проводиться в реверсному напрямку. В результаті обчислюється права границя N_2 частини сигналу S'' , при цьому функція вартості частини сигналу S''' не перевищує 0,5% від загальної функції вартості сигналу.

Фільтрація сигналу S'' (другий крок) виконується шляхом застосування методології вейвлет-стиснення з непараметричним видаленням шуму за допомогою функції WaveShrink. Кожний компонент сигналу S''_m з правого боку доповнюється нульовими значеннями, так щоб загальна кількість елементів склала ступінь 2. Після цього здійснюється дискретне вейвлет-перетворення із застосуванням вейвлетів Добеші (I. Daubechies) [105].

increased again, and so on. If at the k th step $Ek_{Nk}^0 \geq 0,005 \cdot E0_N^0$, the iterative process stops. Thus, for the signal part S'' , the left boundary $N_1 = N_k$ is determined, which ensures that the value of the value function (entropy) of the signal part S' does not exceed 0.5% of the total signal value function.

The right boundary of the signal part S'' is calculated in the same way, except that the signal S_M^N from the last sensor train in the direction of movement is analysed and the signal S_M^{N1} is reduced from the left side, i.e. the iteration procedure is carried out in the reverse direction. As a result, the right boundary N_2 of the signal part S'' is calculated, while the cost function of the signal part S''' does not exceed 0.5% of the total cost function.

Filtering of the signal S'' (the second step) is performed by applying the wavelet compression methodology with non-parametric noise removal using the WaveShrink function. Each component of the signal S''_m is supplemented with zero values on the right-hand side, so that the total number of elements is a power of 2. After that, a discrete wavelet transform is performed using I. Daubechies wavelets [105]. After using the WaveShrink function, the inverse wavelet transform is performed and the added signal

Після використання функції WaveShrink виконується зворотне вейвлет-перетворення й додані елементи сигналу відкидаються, тобто довжина сигналу встановлюється за початковим значенням. Результати видалення шуму з компоненти сигналу S_0 показано на рис. 4.6.

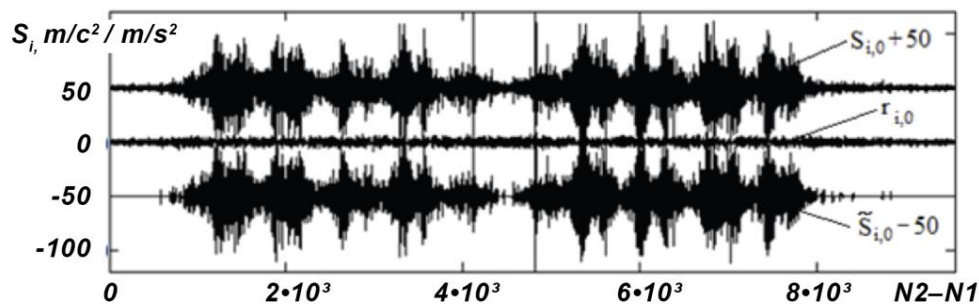


Рис. 4.6. Використання функції WaveShrink для фільтрації сигналу ($S_{i,0}$ – вихідний сигнал; $r_{i,0}$ – видалений шум; $\tilde{S}_{i,0}$ – сигнал після фільтрації)

Fig. 4.6. Using the WaveShrink function to filter the signal ($S_{i,0}$ – original signal; $r_{i,0}$ – removed noise; $\tilde{S}_{i,0}$ – signal after filtering)

Побудова за допомогою перетворення Гільберта обвідних для всіх компонентів багатовимірного сигналу виконується на третьому кроці. Кожен з компонентів S_m сигналу піддається перетворенню Гільберта й обчислюється його обвідна ES_m .

На четвертому кроці будуються взаємні кореляційні функції за обвідними однотипних сигналів ES_m та обчислюються на їх підставі зсуви між сигналами, що отримані з різних датчиків. Далі обчислюються функції взаємної кореляції CZL_{mp} (CZR_{mp} , CYL_{mp} , CYR_{mp}) за обвідними

elements are discarded, i.e., the signal length is set to its original value. The results of removing noise from the signal component S_0 are shown in Fig. 4.6.

The construction of envelopes for all components of a multidimensional signal using the Hilbert transform is performed in the third step. Each of the signal components S_m is subjected to the Hilbert transform and its envelope ES_m is calculated.

In the fourth step, mutual correlation functions are built using the envelopes of similar signals ES_m and the shifts between signals received from different sensors are calculated on their basis. Next, the mutual correlation functions CZL_{mp} (CZR_{mp} , CYL_{mp} , CYR_{mp}) are

однотипних компонентів сигналу з першого датчика ($m_p = 0$) і датчика з номером m_p , $m_p=1, M_s$, де як однотипні розглядаються компоненти сигналу, виміряні з лівої або з правої рейкових ниток в одному напрямі (в вертикальному або горизонтальному).

На п'ятому кроці здійснюється переміщення обвідних компонентів сигналу з різних датчиків в положення відповідне компоненту з першого датчика та формування сумарного сигналу *SvES* (за однотипними компонентами), який дозволяє виділити сегменти, асоційовані з окремими колесами поїзда. Встановлення кількості K колісних пар поїзда здійснюється на підставі сигналу *SvES*, значення якого обчислюється шляхом усереднення суми значень обвідних компонентів сигналів з обох рейкових ниток в вертикальному або горизонтальному напрямках. Для сигналу *SvES* визначаються локальні максимальні значення $A_{\max_k}$, $k=0, K-1$, і абсциси $n_{\max_k}$, які відповідають цим значенням. Різниці між абсцисами сусідніх локальних максимумів $\Delta n_k = n_{\max_k} - n_{\max_{k-1}}$ дозволяють визначити відстані між колісними парами поїзда як

calculated using the envelopes of the same type of signal components from the first sensor ($m_p = 0$) and the sensor with the number m_p , $m_p = 1, M_s$, where the signal components measured from the left or right rail threads in the same direction (vertical or horizontal) are considered as the same type.

At the fifth step, the envelope signal components from different sensors are moved to the position corresponding to the component from the first sensor and the total signal *SvES* is formed (by the same type of components), which allows to identify the segments associated with individual train wheels. The number of K train wheelsets is determined on the basis of the *SvES* signal, the value of which is calculated by averaging the sum of the values of the envelope components of signals from both rail lines in the vertical or horizontal directions. For the *SvES* signal, the local maximum values $A_{\max_k}$, $k = 0, K-1$, and the abscissa $n_{\max_k}$ corresponding to these values are determined. The differences between the abscissas of neighbouring local maxima $\Delta n_k = n_{\max_k} - n_{\max_{k-1}}$ allow us to determine the distances between the train wheelsets as

$$l_k = \Delta n_k \cdot n_s \cdot d_s, \quad (4.6)$$

де d_s – це відстань між двома сусідніми датчиками.

where d_s is the distance between two neighboring sensors.

Крім того, значення $n_{\max_k}$ забезпечують можливість поділити кожен компонент сигналу на сегменти, що відповідають окремим колесам.

На рис. 4.7, де показано сигнал *SvES*, спостерігаються двадцять локальних максимальних значень, що відповідає проїзду поїзда з $K = 20$ колісними парами. Як показала перевірка запропонованого алгоритму, відстані між колісними парами збігаються з відстанями між колісними парами поїзда, який брав участь у відпрацюванні системи. На підставі значень $n_{\max_k}$ виділені сегменти компонентів сигналів S_m , асоційовані з окремим колесам поїзда, і виконана їх статистична обробка.

На підставі обчислених значень $m_p \cdot n_s$ виконується зсув вліво значень компонентів сигналу з датчиків m_p , при цьому відповідним чином вирівнюється довжина всіх компонентів сигналу з правого боку. Аналогічним чином здійснюється зсув обвідних.

In addition, the value of $n_{\max_k}$ makes it possible to divide each signal component into segments corresponding to individual wheels.

In Fig. 4.7, where the *SvES* signal is shown, twenty local maximum values are observed, which corresponds to the passage of a train with $K = 20$ wheelsets. As shown by the verification of the proposed algorithm, the distances between the wheelsets coincide with the distances between the wheelsets of the train that participated in the testing of the system. Based on the values of $n_{\max_k}$, the segments of the S_m signal components associated with individual train wheels were identified and statistically processed.

Based on the calculated values of $m_p \cdot n_s$, the values of the signal components from the m_p sensors are shifted to the left, and the length of all signal components on the right side is aligned accordingly. The envelope is shifted in the same way.

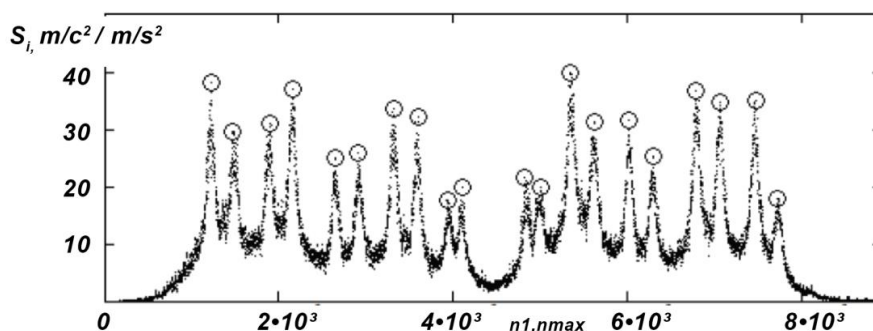


Рис. 4.7. Сигнал *SvES* і локальні максимальні значення
Fig. 4.7. *SvES* signal and local maximum values

Слід зазначити, що розроблений алгоритм не вимагає введення інформації про швидкість поїзда на вимірювальній ділянці колії та відстані між колісними парами. Значення цих параметрів обчислюються за алгоритмом.

Виконання статистичної обробки включало групування реалізацій у вертикальному Z та горизонтальному Y напрямках для лівої L і правої R рейок, в результаті чого виділено чотири основні групи вибірок ZR , ZL , YR , YL . При цьому за кожною базовою групою формується вибірка, що включає максимальне прискорення для всіх колісних пар $w = 1, \dots, 20$ і всіх перетинів колії, тобто $m = 1, \dots, 15$. Для них розраховано статистичні показники, а саме: значення математичного очікування $meanZR$, $meanZL$, $meanYR$, $meanYL$; значення стандартного відхилення σZR , σZL , σYR , σYL ; ймовірні максимальні значення $max_{pr}ZR$, $max_{pr}ZL$, $max_{pr}YR$, $max_{pr}YL$.

За отриманими даними вимірювань виходить, що максимальні прискорення рейки у вертикальному напрямку при проходженні перших колісних пар локомотива і вагона нарастають зі збільшенням швидкості руху поїзда з 40 до 120 км/год наступним чином: від 15 до 245 м/с² – для локомотива; від 10 до 225 м/с² – для вагона. При

It should be noted that the developed algorithm does not require the input of information about the train speed on the measured track section and the distance between the wheel pairs. The values of these parameters are calculated by the algorithm.

The statistical processing included grouping the implementations in the vertical Z and horizontal Y directions for the left L and right R rails, resulting in four main groups of samples ZR , ZL , YR , YL . For each basic group, a sample is formed that includes the maximum acceleration for all wheel pairs $w = 1, \dots, 20$ and all track sections, i.e., $m = 1, \dots, 15$. Statistical indicators are calculated for them, namely: the value of the mathematical expectation $meanZR$, $meanZL$, $meanYR$, $meanYL$; the value of the standard deviation σZR , σZL , σYR , σYL ; probable maximum values $max_{pr}ZR$, $max_{pr}ZL$, $max_{pr}YR$, $max_{pr}YL$.

According to the obtained measurement data, it turns out that the maximum accelerations of the rail in the vertical direction when passing the first wheelsets of the locomotive and wagon increase with an increase in train speed from 40 to 120 km/h as follows: from 15 to 245 m/s² for the locomotive; from 10 to 225 m/s² for the wagon. At speeds of 40 and 80 km/h, the

швидкостях руху 40 і 80 км/год максимальні прискорення рейки при проходженні вагонної колісної пари близькі між собою і не перевищують 30 м/с^2 , тоді як прискорення рейки, які викликає прохід колісної пари локомотива при швидкості 80 км/год досягають 160 м/с^2 . При цьому розкид максимальних значень прискорень рейки в різних перетинах колії з ростом швидкості руху локомотива проявляється більше, ніж у випадку вагона.

На рис. 4.8 і 4.9 показано діаграми розмахів (box-and-whiskers diagrams) для оцінки однорідності вибірок, що розглядаються, за величиною коефіцієнта варіації.

maximum rail accelerations caused by the passage of a wagon wheelset are close to each other and do not exceed 30 м/с^2 , while the rail accelerations caused by the passage of a locomotive wheelset at a speed of 80 km/h reach 160 м/с^2 . At the same time, the spread of the maximum values of rail accelerations in different track sections with increasing locomotive speed is greater than in the case of a wagon.

Figs. 4.8 and 4.9 show box-and-whiskers diagrams to assess the homogeneity of the samples under consideration by the value of the coefficient of variation.

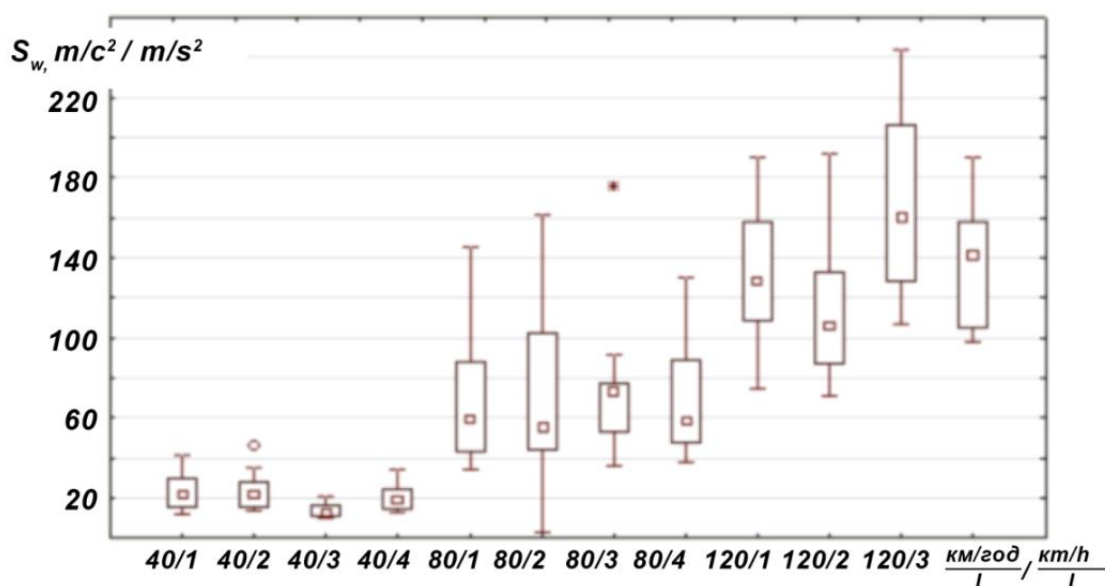


Рис. 4.8. Діаграми розкиду ZR для перших колісних пар локомотива при швидкості руху $V = 40, 80, 120$ км/год

Fig. 4.8. ZR scatter diagrams for the first wheelsets of a locomotive at motion speed $V = 40, 80, 120$ km/h

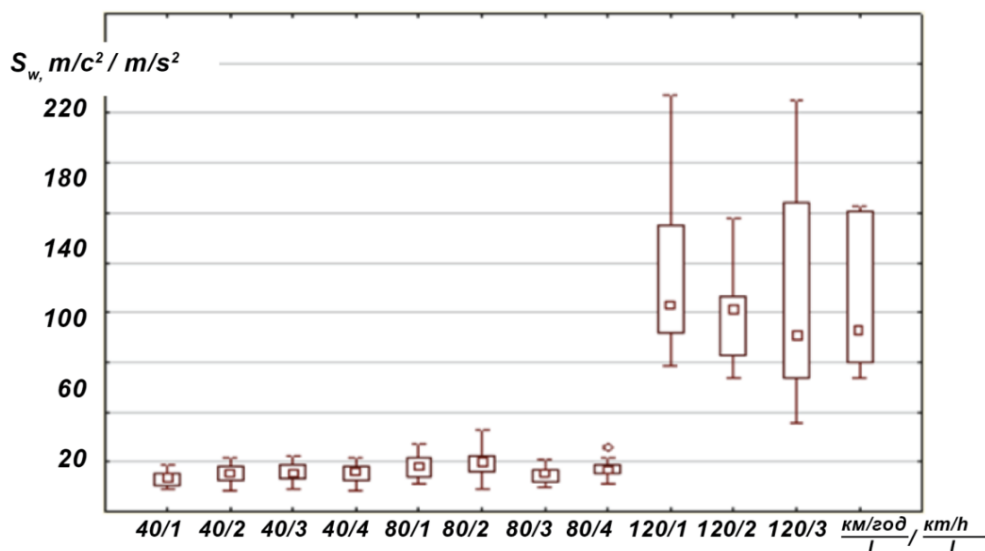


Рис. 4.9. Діаграми розкиду ZR для перших колісних пар вагона-зерновоза при швидкості руху $V = 40, 80, 120$ км/год
 Fig. 4.9. ZR scatter diagrams for the first wheelsets of a grain wagon at motion speed $V = 40, 80, 120$ km/h

Значення коефіцієнтів варіації для прискорень правої рейки від перших колісних пар локомотива і вагона-зерновоза (рис. 4.8 і 4.9 відповідно), а також значення цих величин, які розраховані для інших вибірок, не перевищили 0,4, що підтверджує їх придатність для подальшої статистичної обробки.

На рис. 4.10 і 4.11 представлені ймовірні максимальні значення прискорення рейок під першими двома колісними парами електровоза та вагона-зерновоза визначених за чотирма поїздками.

The values of the coefficients of variation for the accelerations of the right rail from the first wheel pairs of the locomotive and grain wagon (Figs. 4.8 and 4.9, respectively), as well as the values of these values calculated for other samples, did not exceed 0.4, which confirms their suitability for further statistical processing.

Figs. 4.10 and 4.11 show the probable maximum values of rail acceleration under the first two wheelsets of an electric locomotive and a grain wagon determined from four trips.

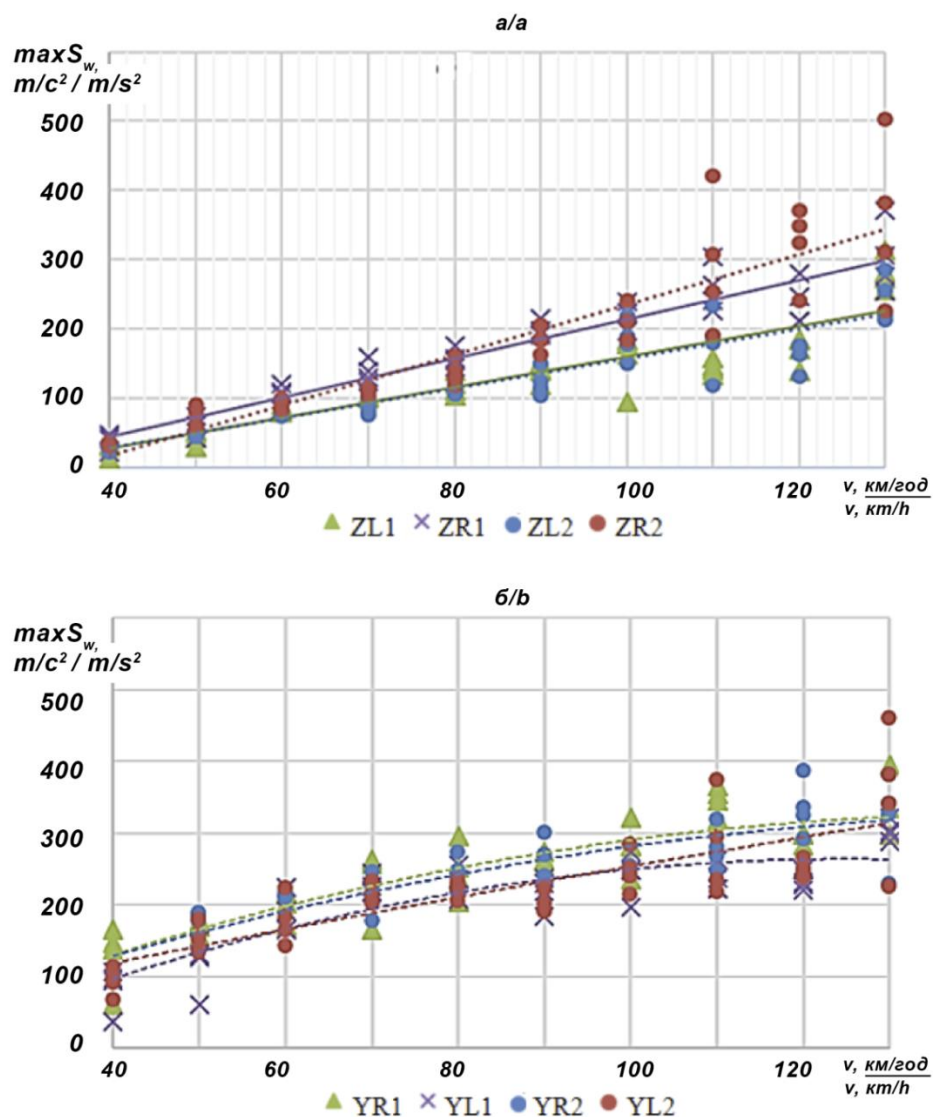


Рис. 4.10. Залежності від швидкості руху локомотива максимальних значень прискорень: а – ZR_w і ZL_w ; б – YR_w і YL_w ($w = 1$ і 2)

Fig. 4.10. Dependencies of the maximum acceleration values on the speed of the locomotive: а – ZR_w and ZL_w ; б – YR_w and YL_w ($w = 1$ and 2)

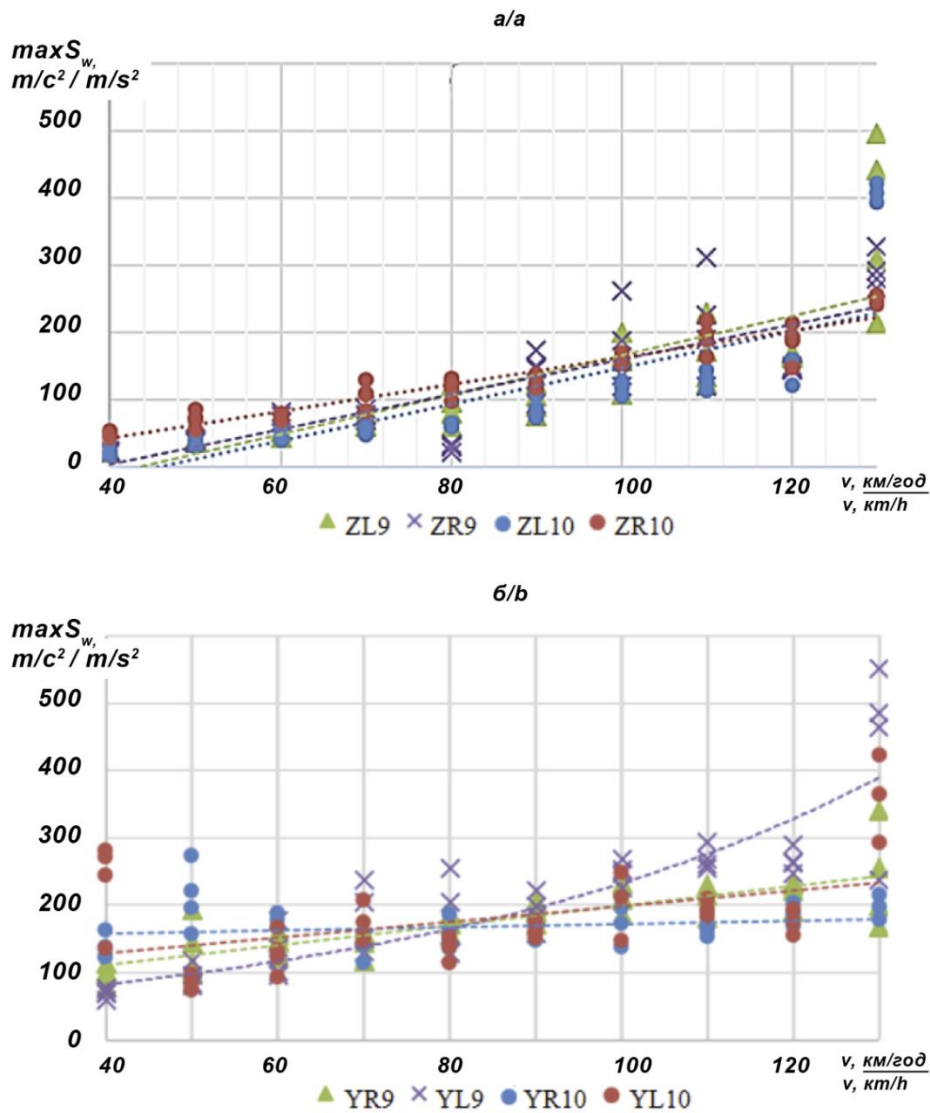


Рис. 4.11. Залежності від швидкості руху вагона максимальних значень прискорень: а – ZR_w і ZL_w ; б – YR_w і YL_w ($w = 9$ і 10)
 Fig. 4.11. Dependencies of the maximum acceleration values on the speed of the wagon: а – ZR_w and ZL_w ; б – YR_w and YL_w ($w = 9$ and 10)

З наведених експериментальних даних випливає, що швидкість руху істотно впливає на рівень прискорень рейок. Вплив швидкості на прискорення у вертикальному напрямку є більш значним, ніж у горизонтальному напрямку. При цьому відмічається стрибкоподібне зростання прискорень рейок внаслідок проходження вагона

From the experimental data presented, it follows that the speed of movement significantly affects the level of rail acceleration. The effect of speed on acceleration in the vertical direction is more significant than in the horizontal direction. At the same time, there is an abrupt increase in rail accelerations due to the passage of the wagon through the measuring

вимірювальною ділянкою колії з максимальною швидкістю, що свідчить про наявність обмеження конструкційної швидкості через технічні характеристики вагона.

На основі результатів проведених досліджень розроблено технічні вимоги до стаціонарного пристрою для виявлення несправностей коліс вантажних вагонів під час руху в поїздах. Реалізація проєкту системи АВНК надасть можливість ідентифікації вантажних вагонів з понаднормативною дією на колію з оперативною передачею інформації на найближчу станцію для виконання технічного діагностування.

section of the track at maximum speed, which indicates the presence of a structural speed limit due to the technical characteristics of the wagon.

Based on the results of the research, technical requirements were developed for a stationary device for detecting malfunctions of freight wagon wheels while travelling in trains. Implementation of the AWFD system project will make it possible to identify freight wagons with excessive impact on the track with prompt transmission of information to the nearest station for technical diagnostics.

5. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ РЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ІНТЕРМОДАЛЬНИХ ТА ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

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 як у внутрішньому, та і у міжнародному сполученні [2]. До таких технологій відносяться контейнерні та контрейлерні перевезення. Ці технології можуть бути успішно реалізовані за умов удосконалення нормативно-правової бази та тарифної політики, а також у разі поповнення вагонного парку рухомим складом нового покоління і модернізації термінально-складського господарства, створення сприятливих умов для залучення інвестицій.

5.1. Техніко-технологічне забезпечення інтермодальних перевезень

Аналіз тенденцій розвитку прогресивних технологій

5. STUDY OF RAIL VEHICLE MOVEMENT DYNAMICS FOR INTERMODAL AND INTEROPERABLE TRANSPORTATION

The prospects for increasing the competitiveness of railways in the transport services market should be associated with the technical re-equipment of railways through the introduction of advanced transportation technologies, primarily designed for the transportation of goods in mixed schemes in both domestic and international traffic [2]. Such technologies include container and contrailer transportation. These technologies can be successfully implemented if the regulatory framework and tariff policy are improved, as well as in the case of replenishment of the wagon fleet with rolling stock of a new generation and modernization of the terminal-warehouse facilities, creation of favorable conditions for attracting investments.

5.1. Technical and technological support for intermodal transportation

An analysis of trends in the development of advanced

транспортування вантажів свідчить, що у світовій практиці перевага все більше віддається саме комбінованим перевезенням [106-108]. 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.

5.1.1. Рухомий склад комбінованого транспорту

Продуктивність комбінованих перевезень в основному визначається характеристиками

technologies for the transportation of goods shows that in world practice, preference is increasingly given to combined transport [106-108]. The essence of the technology of combined transport is the integration of specialized means of road and rail transport into a single transport system. The role of combined transport in the European transport market in individual countries and certain areas depends on many factors.

The establishment of a powerful system of combined transport through international transport corridors in conditions of excessive load tension of the European road network will be facilitated by such fundamental advantages inherent in railway transport as safety, reliability and the possibility of transportation planning. Accuracy in meeting cargo delivery deadlines is the basis of the modern logistics concept, which implies high efficiency in planning transport chains, which is especially important in combined transport.

5.1.1. Rolling stock of combined transport

The efficiency of combined transport is mainly determined by the characteristics of the freight

застосовуваного вантажного рухомого складу. Вагони для комбінованих перевезень займають окреме місце серед спеціалізованих вагонів перспективних конструкцій. У парку спеціалізованих вагонів для комбінованих перевезень найбільш поширені вагони-платформи. Залізничні платформи для перевезення великотоннажних контейнерів і обмінних кузовів постійно удосконалюються. При цьому враховується, що концепція економічно раціональної конструкції вагонів для змішаних перевезень значною мірою залежить від характеристик вантажних одиниць і перевантажувальної техніки.

Надалі з розвитком типажу спеціалізованих вагонів і створенням нових типів рухомого складу відповідно до потреб транспортного ринку необхідним стане перехід від проєктування окремих спеціалізованих вагонів до створення сімейства на базі основної конструкції. Це дасть змогу отримувати нові зразки вагонів з наперед заданими рівнями надійності та довговічності, що стане можливим завдяки використанню відпрацьованих і перевірених в експлуатації уніфікованих елементів конструкції. Підвищити експлуатаційну надійність рухомого складу можливо за рахунок більш повного урахування

rolling stock used. Wagons for combined transport occupy a special place among specialized wagons of advanced designs. Platform wagons are the most common in the fleet of specialized wagons for combined transport. Railway platforms for the transportation of large-tonnage containers and exchange bodies are constantly being improved. It is taken into account that the concept of economically rational design of wagons for mixed transportation largely depends on the characteristics of cargo units and handling equipment.

In the future, with the development of the type of specialized wagons and the creation of new types of rolling stock in accordance with the needs of the transport market, it will be necessary to move from designing individual specialized wagons to creating a wagon family based on the basic design. This will make it possible to produce new wagon models with predetermined levels of reliability and durability, which will be made possible by using proven and operationally tested unified structural elements. The operational reliability of rolling stock can be improved by taking fuller account of the operational load and the corresponding reduction in repair and

експлуатаційної навантаженості та відповідного скорочення витрат на ремонт і поточне технічне утримання. Крім того, новий підхід до проектування надасть можливість зберегти переваги спеціалізованого рухомого складу у сфері вантажно-розвантажувальних робіт за рахунок зниження трудовітності та часу простою вагонів під завантажувально-розвантажувальними операціями.

У парку спеціалізованих вагонів найбільш поширені вагони-платформи для комбінованих перевезень. Залізничні платформи для перевезення великотоннажних контейнерів та інтермодальних вантажних одиниць (напівпричепів і змінних кузовів) постійно вдосконалюються. При цьому враховується, що концепція економічно раціональної конструкції вагонів для комбінованих перевезень значною мірою залежить від характеристик вантажних одиниць і перевантажувальної техніки.

Україна має унікальний досвід контейнерних перевезень. У 1990-х роках об'єднаними зусиллями залізничних наукових центрів і вагонобудівних підприємств були реалізовані проекти, завдяки яким було сформовано парк спеціалізованих вагонів-платформ власності Центру транспортного сервісу «Ліски».

maintenance costs. In addition, the new design approach will provide an opportunity to preserve the advantages of specialized rolling stock in the field of loading and unloading operations by reducing the labor intensity and downtime of wagons during loading and unloading operations.

Platform wagons for combined transport are the most common in the fleet of specialized wagons. Railway platforms for the conveyance of large-tonnage containers and intermodal loading units (semi-trailers and swap bodies) are constantly being improved. It is taken into account that the concept of economically rational design of wagons for mixed transportation largely depends on the characteristics of cargo units and handling equipment.

Ukraine has a unique experience in container transportation. In the 1990s, the combined efforts of railway research centers and wagon -building enterprises implemented projects that resulted in the formation of a fleet of specialized platform wagons owned by the Lisky Transport Service Center. Two types of platform wagons are used for container transportation (articulated lorry transportation):

Для контрейлерних перевезень (перевезення автопоїздів) використовуються вагони-платформи двох типів – модернізовані (модель 13-9004М) і спеціалізовані (модель 13-4095). Платформи моделі 13-9004М (рис. 5.1) створені шляхом модернізації платформ моделі 13-9004 [2].

modernized (model 13-9004М) and specialized (model 13-4095). Platforms of the model 13-9004М (Fig. 5.1) were created by modernizing the platforms of the model 13-9004 [2].



Рис. 5.1. Вагон-платформа моделі 13-9004М

Fig. 5.1. Platform wagon model 13-9004М

Платформи моделі 13-4095 нової будови, крім перевезення автопоїздів, призначені також для перевезення велико-тоннажних контейнерів – 1А, 1АА, 1АХ, 1С, 1СС, 1СХ (рис. 5.2).

Platforms model 13-4095 of the new construction, in addition to the transportation of articulated lorries, are also intended for the transportation of large-tonnage containers – 1А, 1АА, 1АХ, 1С, 1СС, 1СХ (Fig. 5.2).



Рис. 5.2. Вагон-платформа моделі 13-4095
Fig. 5.2. Platform wagon model 13-4095

Конструкції вказаних платформ забезпечують можливість навантаження автопоїздів без розчеплення напівпричепів з тягачами і вільне просування автопоїзда по всій довжині складу. Під час дослідно-презентаційних рейсів за маршрутами Дніпро–Чоп–Захонь (Угорщина)–Київ і Луганськ–Ковель–Славкув (Польща) були випробувані нові способи розміщення та кріплення автопоїздів на платформах, за якими в рамках ОСЖД за ініціативою української сторони були розроблені спеціальні правила [109]. У подальшому, завдяки реалізації науково-технічних проєктів, з цих вагонів формувалися поїзди комбінованого транспорту «Ярослав» і «Вікінг» (рис. 5.3).

The designs of the specified platforms provide the possibility of loading articulated lorries without uncoupling semi-trailers with tractors and the free movement of the articulated lorry along the entire length of the train stock. During the pilot-presentation runs on the routes Dnipro-Chop-Zahony (Hungary)-Kyiv and Luhansk-Kovel-Sławków (Poland), new ways of placing and fastening articulated lorries on platforms were tested, for which special rules were developed within the OSJD on the initiative of the Ukrainian side [109]. Later, through the implementation of scientific and technical projects, these wagons were used to form the Yaroslav and Viking combined transport trains (Fig. 5.3).



Рис. 5.3. Склад поїзда комбінованого транспорту
Fig. 5.3. Train stock of the combined transport

Донедавна у європейській практиці інтермодальних перевезень контейнерні перевезення переважно здійснювались за технологією RoLa (Rollende Landstraße – «рухома дорога»), коли автопоїзди завантажуються самозаїздом на залізничний поїзд складений з вагонів-платформ з пониженою підлогою (рис. 5.4а). У разі перевезень напівпричепів окремо від тягачів вони встановлюються на вагони з кишенями за допомогою підйомної техніки (рис. 5.4б).

Until recently, in the European practice of intermodal transportation, container transportation was mainly carried out using the RoLa (Rollende Landstraße) technology, when articulated lorries are loaded by self-driving onto a railway train composed of platform wagons with a lowered floor (Fig. 5.4a). In the case of transportation of semi-trailers separately from tractors, they are installed on wagons with pockets using lifting equipment (Fig. 5.4b).

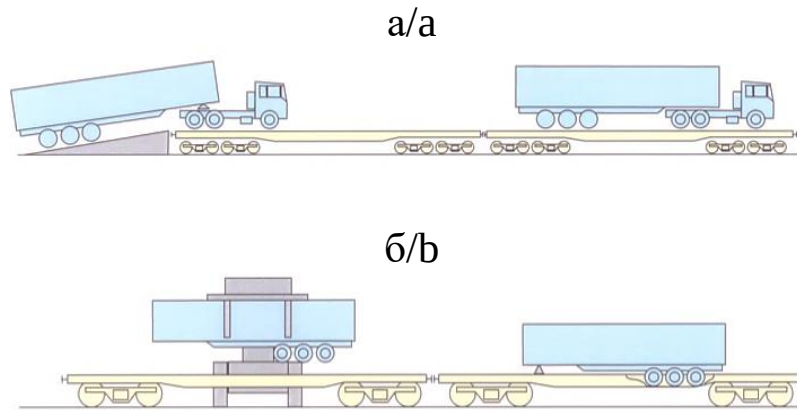


Рис. 5.4. Системи завантаження контрейлерних платформ
Fig. 5.4. Loading systems of contrailer platforms

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 (рис. 5.5). Ці вагони мають можливість перевозити як напівпричепи, так і контейнери. За умови обладнання візками з розсувними колісними парами вагони цього типу поповняють вагонний парк для безперевантажувальних перевезень.

Recently, the transportation of semi-trailers separately from tractors has been gaining more and more development. According to economic estimates, this system has undeniable advantages over RoLa transportation. The system of unaccompanied trailer transportation uses specialized railway wagons of various types, including the so-called pocket wagons (Fig. 5.5). These wagons can transport both semi-trailers and containers. If equipped with bogies with gauge change wheelsets, wagons of this type complement the wagon fleet for non-overloading transportation.

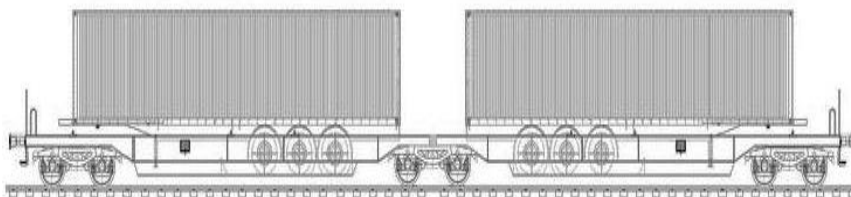


Рис. 5.5. Покет-вагон
Fig. 5.5. The pocket wagon

З порівнянь ефективності існуючих систем перевезень напівпричепів було встановлено, що найкращим варіантом технології залізничних перевезень напівпричепів є «Modalohr Horizontal» [110]. Система Modalohr використовує зчленовані низькопідлогові вагони-платформи, що спираються на стандартні візки і обладнані поворотними рамами. Ці рами мають змогу повертатись на 30° , що дозволяє завантажувати причепа з боків (рис. 5.6).

From comparisons of the efficiency of existing semi-trailer transportation systems, it was found that the best option for rail transportation of semi-trailers is the Modalohr Horizontal [110]. The Modalohr system uses articulated low-floor platform wagons supported by standard bogies and equipped with swivel frames. These frames can be rotated by 30° , which allows trailers to be loaded from the sides (Fig. 5.6).



Рис. 5.6. Контейнерний термінал системи Modalohr
Fig. 5.6. Modalohr system trailer terminal

При виборі показників економічної оцінки ефективності комбінованих перевезень технічні засоби і технологія перевезень відносяться до одних

When choosing indicators of the economic evaluation of the efficiency of combined transport, the technical means and technology of transportation are

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

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

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

Під бімодальними транспортними засобами розуміють

among the main criteria. In addition, it is necessary to take into account the aggregate economic interest of transportation participants. For example, rail transport seeks to attract additional transportation volumes through combined transport. Instead, road carriers want to speed up the turnover of their rolling stock and reduce operating costs. The goal of freight forwarding companies is to improve the quality of service to cargo owners by reducing the time of «door-to-door» delivery and lowering the total cost of transportation. In the meantime, the government is trying to reduce the negative impact of road vehicles on the environment and highway congestion.

When deciding on the development of a combined transport system in a certain direction, the question of choosing a rational way to transport semi-trailers arises. In this case, three methods of transportation of semi-trailers are considered:

- transportation by a wagon with a lowered floor;
- transportation by a wagon with a pocket;
- transportation by a bimodal vehicle.

Bimodal vehicles are understood as rolling stock that can move both on rail and highways without

рухомий склад, який без складного переустаткування може переміщатися як рейковою колією, так і автошляхами [2, 111]. Усі конструкції сучасних бімодальних систем являють собою спеціальні автомобільні напівпричепи великої вантажо-підйомності, які транспортуються автошляхами за допомогою звичайних тягачів. У разі перевезення залізницею, напівпричепи встановлюють на залізничні ходові частини (візки) й експлуатують в окремих поїздах зчленованого типу або у вигляді зчепів (модулів) включають у вантажні поїзди.

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

complex re-equipment [2, 111]. All designs of modern bimodal systems are special high-capacity automobile semi-trailers that are transported by road using conventional tractors. When transported by rail, semi-trailers are mounted on railway running gears (bogies) and operated in separate articulated trains or as couplings (modules) on freight trains.

When comparing semi-trailer transportation methods, the criteria of transportation time and cost are of significant importance. In addition, the environmental impact of a particular transportation method is equally important.

Transportation time depends on the following indicators:

- the maximum permissible speed of rail transportation;
- the impact of infrastructure on speed limits; loading and unloading time;
- the sensitivity of the subsystem to time reduction under the influence of organizational actions.

The cost of transportation is affected by the following factors:

- the purchase price of a railway wagon;
- the cost of railway wagon maintenance;

терміналу;

- вартість перевантажень;
- витрати на утримання

обслуговуючого персоналу.

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

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

- набір варіантів залізничних ліній, якими сполучаються термінал відправлення і термінал отримання;
- набір автомобільних трас від пункту відправлення до терміналу і від терміналу до місця призначення.

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

$$p_{ijz} = \frac{\delta \cdot k_{ijz}^{(f)} + \tau \cdot t_{ijz}^{(f)} + \lambda \cdot e_{ijz}^{(f)}}{\delta + \tau + \lambda}, \quad (5.1)$$

де δ – ваговий коефіцієнт коштів; τ – ваговий коефіцієнт часу; λ – ваговий коефіцієнт впливу на навколишнє середовище; $k^{(f)}$ –

- terminal arrangement costs;
- the cost of transshipment; and
- the cost of maintenance personnel.

In addition, significant factors include such characteristics as the subsystem's multifunctionality, net/gross ratio, terminal area, annual mileage in a loaded state, and environmental impact.

An important issue in the organization of trailer transportation is the choice of terminal locations in a particular region. The data for the relevant analysis includes:

- a set of railway options connecting the departure terminal and the receiving terminal;
- a set of road routes from the point of origin to the terminal and from the terminal to the destination.

The transportation route for each of the subsystems f is characterized by the so-called total cost indicator p_{ijz} , which is determined by the expression

where δ – the weighting factor of funds; τ – the weighting factor of time; λ – the weighting factor of environmental impact; $k^{(f)}$ – funds

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.

5.1.2. Перспективи розвитку комбінованого транспорту

До об'єктивних чинників сприяння прискореному розвитку комбінованого транспорту України відносяться наступні обставини: з'єднання переваг двох домінуючих видів транспорту – маневреності, оперативності та швидкості автомобільного транспорту і великої продуктивності, всепогодності і безпеки залізничного; значне зниження забруднення навколишнього середовища; зменшення витрат палива і скорочення пробігу автотранс-

for transportation by subsystem; $t^{(f)}$ – the time of transportation by the subsystem; $e^{(f)}$ – indicator of the subsystem's environmental impact; $k^{(a)}$ – funds for direct transportation by road; $t^{(a)}$ – time of transportation by road; $e^{(a)}$ – losses caused by environmental degradation under the influence of motor vehicles.

The indicator p_{ijz} reflects the ratio of total costs when using a certain subsystem of combined transport to the costs of direct transportation by road. Obviously, the lower the value of this indicator, the more profitable this route is, provided that the number of semi-trailers on all the routes under consideration is the same.

5.1.2. Prospects for the development of combined transport

The objective factors contributing to the accelerated development of combined transport in Ukraine include the following circumstances: combining the advantages of the two dominant modes of transport – maneuverability, efficiency and speed of road transport and high productivity, all-weather capability and safety of rail transport; significant reduction of environmental pollution; reduction of fuel consumption and vehicle

портних засобів, тобто заощадження ресурсу; збереження автомобільних доріг від руйнування; зниження вірогідності дорожньо-транспортних пригод; скорочення часу простою автопоїздів в чергах на прикордонних автомобільних переходах.

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

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

mileage, i.e. resource saving; preservation of roads from destruction; reduction of the likelihood of road accidents; reduction of downtime of articulated lorries in queues at border road crossings.

The development of combined transport should be stimulated by a number of measures, including the creation of a policy framework and equal opportunities for fair competition between all modes of transport, ensuring the development of technical means, and the creation of a network of intermodal transportation centers. For the development of international combined transport, an important factor is to simplify border crossing procedures as much as possible.

The return of cargoes lost by railway transport that were previously transported in containers on platforms is actually possible under a scheme that involves the removal of competitive relations with road carriers and the transition to cooperation. This approach will make it possible to jointly master the available volumes of transportation on a mutually beneficial basis and practically without loss of profit. The technology of combined transport, in which two independent carriers participate on equal rights, while

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 авто-транспорту, 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

one of them is a consumer of the other's services, makes it possible to do this.

Given the current volume of cargo transportation by road and the length of the road network, there is no reason to believe that road transport will be replaced by rail and water transport in cargo transportation. Since most of the points of departure and destination are accessible only by road, cargo acceptance and final delivery will usually be carried out by road. Thus, transportation at the initial and final stages of transportation will remain the prerogative of road transport.

The mixed road-rail transportation sector is growing due to the concentration of traffic flows on routes connecting economic centers. It is obvious that the competitiveness of combined transport will increase with the increase in transportation distances, expansion of their volumes and improvement of the balance of these volumes. It is obvious that if effective measures are used, combined transport will also function effectively in the course of transportation over medium distances (250...500 km). Current information and communication methods will also contribute to improving the quality and efficiency of combined transport.

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:

To stimulate the development of combined transport, a number of measures should be implemented as part of a long-term program, including:

- create a policy framework and equal opportunities for fair competition between all modes of transport;

- ensure the development of technical means and infrastructure, including the creation of intermodal transportation centers;

- develop a framework for the state's transport policy on combined transport (legal regulation, tariffs, information).

For the development of international combined transport, an important factor is to simplify the procedures for crossing state borders as much as possible.

When discussing the prospects for the development of combined transport, it is important to note that new transportation technologies should be able to attract additional volumes of export-import and transit traffic, as well as a part of cargo from road transport in domestic and international traffic. These technologies must comply with international standards, the main criteria of which are: route speed of at least 1000 km per day,

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 чотири 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

accuracy of execution of the passage schedule and safety of the cargo. The increase in the speed and frequency of combined transport, along with the provision of comprehensive high-quality service packages at attractive prices, contributes to the reduction of the advantages of direct road transportation along many international transport corridors.

Combined rail and road transportation is four times more energy efficient than direct road transportation. They also have advantages in terms of traffic safety and reduce the load on highways. According to American experts, one train in a combined transport system frees highways from 280 trucks. At the same time, this means an increase in labor productivity across the entire transportation industry, as two members of a locomotive crew perform the same amount of transportation as 280 truck drivers.

The effectiveness of combined transport depends on the quality of implementation of the weakest elements, which include the section on which transportation is carried out by rail transport, as well as operations at terminals. In order to successfully compete with «door-to-door» automobile transportation, the overall chain of

автомобільними перевезеннями «від дверей до дверей» загальний ланцюг комбінованих перевезень, починаючи від прийняття вантажу і закінчуючи його доставкою, повинен бути ефективно організованим і дієвим. Інакше комбінований транспорт не матиме доступу до перспективних ринків перевезень, і його роль буде зводитися винятково до звичайних операцій з перевезень основних видів сировини або напівфабрикатів. Встановлення конкурентоспроможних цін з огляду на високі витрати є головною проблемою в розвитку комбінованого транспорту.

Комбіновані перевезення мають комплексний характер. Специфіка комбінованого транспорту така, що в процесі здійснення більшої частини перевезення вантажовідправник практично не може якось 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

combined transport, starting from the acceptance of the cargo and ending with its delivery, must be effectively organized and efficient. Otherwise, combined transport will not have access to promising transportation markets, and its role will be limited to the usual operations of transportation of basic raw materials or semi-finished products. Setting competitive prices in view of high costs is the main problem in the development of combined transport.

Combined transport has a complex nature. The specificity of combined transport is such that in the process of carrying out most of the transportation, the consignor practically cannot influence its course in any way. Therefore, dispatcher uses such services only when he is confident that, for example, the rail element of transportation and the necessary transshipment operations will be implemented efficiently and the costs of these operations will be comparable to the costs of purely road transportation.

Implementation of a combined transport system requires the availability of technically equipped railway lines and roads, rolling stock, and terminal facilities. In addition, combined

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 (ЦІП). У ЦІП 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 ЦІП потоків транспортних засобів, які здійснюють перевезення на великі відстані, принадність комбінованих перевезень зросте, і початково-кінцеві перевезення, які дорого коштують, будуть зведені до

transport requires specialized freight forwarding organizations, a system of free tariffs, and transportation rules that define the rights and obligations of transportation participants.

The successful implementation of combined transport directly depends on the effective functioning of the network for its logistics support. The creation of logistics centers for intermodal transportation (CIT) is of particular importance here. The CIT should include enterprises of various profiles (transport operators, shippers, warehousing companies, logistics companies), as well as interested administrative bodies (customs, veterinary and phytosanitary services, as well as security and control services). The main element of such centers will be combined transport terminals that provide efficient cargo transshipment operations.

By merging and concentrating long-distance transport flows in the CIP, the attractiveness of combined transport will increase, and the costly initial and final transport will be minimised. In this way, it will be possible to use the existing potential more rationally and increase the competitiveness of combined transport in general.

мінімуму. У такий спосіб вдасться більш раціонально використовувати наявний потенціал і в цілому підвищити конкурентоспроможність комбінованого транспорту.

Створенню життєздатної системи комбінованих перевезень міжнародними транспортними коридорами в умовах надмірної вантажнапруженості європейської автодорожньої мережі сприятимуть фундаментальні чинники переваги залізничного транспорту: безпека, надійність і можливість планування перевезень. Точність дотримання термінів доставляння вантажів, що становить основу 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 заліз-

The creation of a viable system of combined transport via international transport corridors in the face of excessive congestion on the European road network will be facilitated by the fundamental factors of rail transport's advantage: safety, reliability and the ability to plan transportation. Accuracy of cargo delivery is the basis of the modern logistics concept, which implies the possibility and high reliability of planning transportation chains, which is especially important in the combined transport system. At the same time, the environmental protection aspect is not considered crucial. Although rail transport, along with inland waterway transport, is considered the most environmentally friendly, it is difficult to give an objective economic assessment of this factor.

Compliance with the schedule, transportation reliability, and almost complete independence from atmospheric influences are guaranteed by the inherent system properties of railway transport. The experience of operating container trains proves the high

ничного транспорту. Досвід експлуатації маршрутних контейнерних поїздів доводить високу потенційну конкурентоспроможність комбінованих перевезень завдяки зазначеним якостям залізничної складової.

Вибір тієї чи іншої технології комбінованих перевезень залежить від багатьох чинників. Серед критеріїв, які пропонуються для раціонального вирішення завдання вибору, найбільшу вагу мають ті, що пов'язані з інфраструктурою. Це стає зрозумілим з урахуванням факту, що найбільших інвестицій потребує розвиток інфраструктури і рухомого складу.

З позицій забезпечення високого рівня експлуатаційної безпеки особливої уваги потребують спеціалізовані вагони, зокрема призначені для перевезень небезпечних і коштовних вантажів. З огляду на це значної актуальності набувають дослідження динамічних показників безпеки руху спеціалізованого рухомого складу для комбінованих і безперевантажувальних перевезень вантажів. 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 дослідже-

potential competitiveness of combined transport due to the above qualities of the railway component.

The choice of a particular combined transport technology depends on many factors. Among the criteria proposed for a rational solution to the selection task, those related to infrastructure are of the greatest importance. This is understandable given the fact that infrastructure and rolling stock development requires the largest investments.

From the standpoint of ensuring a high level of operational safety, specialized railway wagons, in particular those designed for the transportation of dangerous and valuable goods require special attention. In view of this, studies of the dynamic safety performance of specialized rolling stock for combined and non-transshipment transportation of goods are becoming increasingly relevant. In the context of solving the programmatic tasks of technical and technological support for the sustainable development of combined transport in Ukraine and in international traffic, it is necessary to provide for the solution of a number of scientific and technical tasks related, in particular, to the study of the

нням динамічної поведінки спеціалізованих вагонів.

5.2. Динамічна взаємодія контрейлерної платформи і автопоїзда

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 [112].

5.2.1. Модель сумісних коливань вагона-платформи з автопоїздом

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

dynamic behavior of specialized wagons.

5.2. Dynamic interaction of a contrailer platform and an articulated lorry

An important stage in building simulation models of railway wagon dynamics is the selection of design schemes and mathematical description of the configuration of running gears. The most difficult to model are the dynamic processes that accompany the movement of contrailer platforms loaded with articulated lorries. As stipulated by the transportation rules, articulated lorries are freely installed on the loading areas of the platforms. Thus, when moving by railway, there is a dynamic interaction between two vehicles – a platform wagon and an articulated lorry [112].

5.2.1. Model of joint vibrations of a platform wagon with an articulated lorry

In calculation cases, when the purpose of the study is to determine the dynamic performance of platform wagons in the vertical plane, it is sufficient to use a flat scheme of the «wagon-articulated lorry» system, which leads to a significant simplification of the mathematical model. Such models make it

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. 5.7). 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.

possible to assess the impact on dynamic performance of improvements in the design of specialized wagons, in particular those related to the parameters of stiffness and damping of the spring suspension. Below is a description of the mathematical model developed to study the vertical vibrations of a platform wagon with an articulated lorry.

The design scheme of the platform with a tractor and a semi-trailer mounted on it is presented in the form of a mechanical system, all bodies of which, except for the platform, are assumed to be rigid (Fig. 5.7). The platform frame is represented as an elastic massless beam carrying seven concentrated masses. The railway track is considered inertial with elastic-dissipative properties. The track is modeled by a mass attached to each wheel that moves vertically and is supported by springs and viscous friction dampers. These elements model the elastic-dissipative characteristics of the upper track structure.

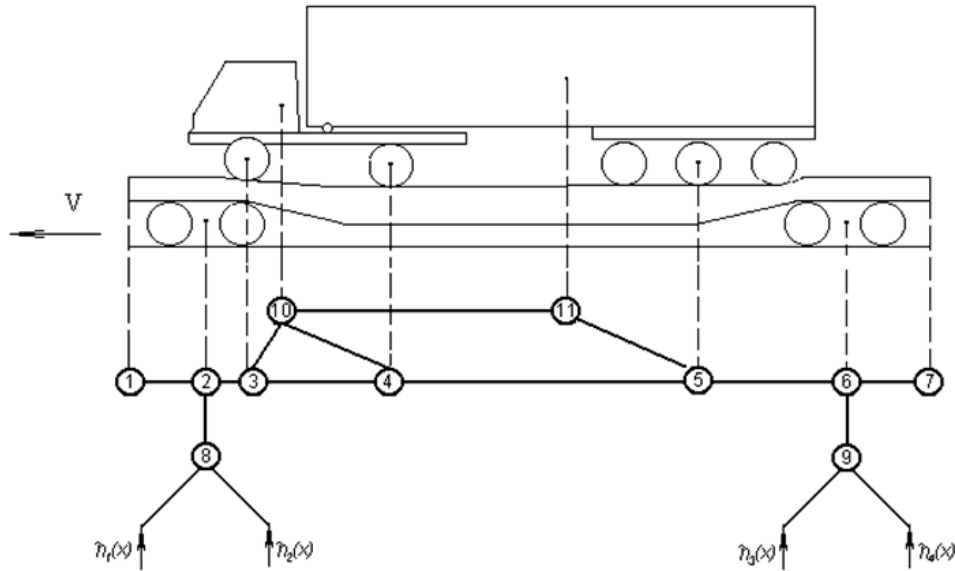


Рис. 5.7. Розрахункова схема платформи з автопоїздом
(η_i – збурення, що діють на колеса через нерівності колії)
Fig. 5.7. Design scheme of a platform with an articulated lorry
(η_i – perturbations acting on the wheels due to track irregularities)

На зображеній на рис. 5.7 структурній схемі тілами 1...7 представлено несівні елементи конструкції рами платформи, 8 і 9 – непідресорені 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:

In the structural scheme shown in Fig. 5.7, bodies 1...7 represent the load-bearing elements of the platform frame structure, 8 and 9 are the unsprung masses of bogies that combine the side frames and wheelsets, 10 and 11 are the tractor and semi-trailer, respectively. The distances between the masses simulating the platform are determined as follows:

$$\begin{aligned} l_{12} &= 0,5(L_f - L_b), \\ l_{23} &= d_a, \\ l_{34} &= d_{t1} + d_{t2}, \\ l_{45} &= d_t + d_n - d_{t2} + d_{n1}, \\ l_{56} &= L_n - d_t - d_n - d_{t1} - d_{n1} - d_a, \\ l_{67} &= l_{12}, \end{aligned} \quad (5.2)$$

де L_b – база платформи; L_f – where L_b is the base of the

довжина рами платформи; d_a – відстань у поздовжньому напрямку від центру мас візка до першого моста автопоїзда; d_t – відстань 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 – відстань 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 (5.2), 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, спирання автопоїзда на платформу здійснюється в місцях установлення мостів тягача та візка напівпричепа. Цим визначається розташування мас 3, 4, 5 на рамі платформи. З'єднання тягача з напівприцепом, здійснюване

платформи; L_f – length of the platform frame; d_a is the distance in the longitudinal direction from the center of mass of the bogie to the first axle of the articulated lorry; d_t is the distance in the longitudinal direction from the center of mass of the tractor to the pivot axle of the saddle device; d_{t1} and d_{t2} – distances in the longitudinal direction from the center of mass of the tractor to the first and second axles, respectively; d_n is the distance in the longitudinal direction from the center of mass of the semi-trailer to the pivot axis of the saddle device; d_{n1} is the distance in the longitudinal direction from the center of mass of the semi-trailer to the middle of the semi-trailer bogie. The found lengths of the segments (5.2), the mass of the platform frame, and the stiffness of the frame in these sections are input parameters for determining the quasi-elastic coefficients.

Links 1-2...6-7 are elastic, their parameters depend on the stiffness characteristics of the platform frame. Links 3-10, 4-10, and 5-11 take into account the elastic-dissipative properties of the suspensions and wheels of the articulated lorry. According to the design scheme, the articulated lorry rests on the platform at the points where the axles of the tractor and the bogie of the semi-trailer are installed. This

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 коливань.

При зроблених припущеннях конфігурація аналізованої системи визначається такими величинами: вертикальними переміщеннями тягача – z_t , напівпричепа – z_n ; мас, що імітують раму платформи – z_i

($i = \overline{1,7}$), 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:

determines the location of masses 3, 4, 5 on the platform frame. The connection of the tractor with the semi-trailer, which is carried out by a saddle coupling device with two degrees of freedom, is represented by the hinge link 10-11. The characteristics of the spring suspension of the bogies are determined by the parameters of the links 2-8 and 6-9. The stiffness of the spring suspension is set depending on the number of springs in the set. The dissipative properties of the suspension are determined by the damping characteristics of the wedge vibration dampers.

Under the assumptions made, the configuration of the analyzed system is determined by the following values: vertical displacements of the tractor – z_t , semi-trailer – z_n ; masses, simulating the platform frame – z_i ($i = \overline{1,7}$), and two bogies – z_{bj} ($j = \overline{1,2}$); angles of rotation relative to the transverse axes of the tractor – φ_t , semi-trailer – φ_n , and bogies – φ_{bj} ($j = \overline{1,2}$). The generalized coordinates of this system are chosen as follows:

$$\begin{aligned} q_1 &= z_t + z_n; \quad q_2 = z_t - z_n; \quad q_3 = d_t \varphi_t - d_n \varphi_n; \\ q_4 &= z_1; \quad q_5 = z_2; \quad q_6 = z_3; \quad q_7 = z_4; \\ q_8 &= z_5; \quad q_9 = z_6; \quad q_{10} = z_7; \\ q_{11} &= z_{b1}; \quad q_{12} = \varphi_{b1}; \quad q_{13} = z_{b2}; \quad q_{14} = \varphi_{b2}. \end{aligned} \quad (5.3)$$

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

The equation of motion of the platform with a articulated lorry in the vertical plane is obtained as the Lagrange equation of the second kind

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i \quad (i = \overline{1,14}), \quad (5.4)$$

де T , Π , Φ – кінетична, потенційна енергії і функція розсіювання енергії системи; Q_i – узагальнені сили, обумовлені взаємодією коліс з рейками, а також силами непружного опору в ресорному підвішування; q_i – узагальнені координати.

where T , Π , Φ are the kinetic, potential, and energy dissipation functions of the system; Q_i – generalized forces due to the interaction of wheels with rails, as well as inelastic resistance forces in the spring suspension; q_i – generalized coordinates.

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 спирання автопоїзда на платформу, в ресорному підвішуванні, а також в рамі платформи як балки.

In this case, the kinetic energy of the system is equal to the sum of the kinetic energies of the tractor, semi-trailer, two bogies, and the platform frame (each of the seven concentrated masses). The potential energy of the system is the energy of accumulated deformations in the elastic elements of the articulated lorry resting on the platform, in the spring suspension, and in the platform frame as a beam.

Дисипативні властивості зв'язків 3-10, 4-10 і 5-11, обумовлені відповідними характеристиками підвіски автопоїзда і шин, і моделюються в'язким опором.

The dissipative properties of links 3-10, 4-10, and 5-11 are determined by the respective characteristics of the articulated lorry suspension and tires and are modeled by viscous resistance.

Для визначення функції розсіювання енергії у відповідних виразах для визначення потенційної енергії здійснюється заміна переміщень

To determine the energy dissipation function, the

тіл відносними швидкостями. Щоб відбити в математичній моделі розсіювання енергії при коливаннях рами платформи, використано гіпотезу Фойгта (Woldemar Voigt). При цьому дисипативні коефіцієнти β_{ln} приймаються за такі, що дорівнюють відповідним квазіпружним коефіцієнтам c_{ln} з коефіцієнтом пропорційності γ :

$$\beta_{ln} = \gamma c_{ln} \quad (l = \overline{1,7}; \quad n = \overline{1,7}). \quad (5.5)$$

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 [2]:

displacements of bodies are replaced by relative velocities in the corresponding expressions for determining the potential energy. To reflect in the mathematical model the energy dissipation during oscillations of the platform frame, the Woldemar Voigt hypothesis was used. In this case, the dissipative coefficients β_{ln} are assumed to be equal to the corresponding quasi-elastic coefficients c_{ln} with the proportionality coefficient γ :

Based on the need to make appropriate changes to the wedge vibration damper, the main attention is focused on refining the working model of the damping characteristics of the spring suspension. To evaluate the dynamic performance of rail wagons, the dependence of the friction force in the wedge vibration damper $F_{mp}^{n/p}$ on the stiffness $k_{кл}$ and deflection Δ of the wedge springs, the angle α of inclination of the wedge surface interacting with the bolster, and the sliding friction coefficient f looks like [2]:

$$F_{mp}^{n/p} = \frac{k_{кл} \Delta}{\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha \cdot f} \mp 1}. \quad (5.6)$$

За виразом силової характеристики (5.6), 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

According to the expression of the force characteristic (5.6), the friction forces acting in a spring suspension with wedge vibration dampers depend on the deflection of the springs, the geometric parameters of the wedges, and the values of the sliding friction coefficient. In addition, the frictional forces acting when the spring suspension is loaded are greater than the forces when it is unloaded. The forces of this type act in nodes 2-8 and 6-9: the force F_{mp1} acts in the spring sets of the first bogie, and the force F_{mp2} acts in the spring sets of the second bogie.

The generalized forces due to the inelastic resistance of the spring suspension are equal to

$$\begin{aligned} Q_5 &= -F_{mp1}; Q_9 = -F_{mp2}; \\ Q_{11} &= F_{mp1}; Q_{13} = F_{mp2}. \end{aligned} \quad (5.7)$$

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

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

In dynamic calculations, the vibrations of the system bodies are considered relative to the position corresponding to the static deflection Δ_{cm} . The value of Δ_{cm} is proportional to the static load, which falls on the spring sets of one bogie.

The static loads Q_{m1} and Q_{m2} for the first and second bogies are calculated as follows:

$$\begin{aligned}
Q_{m1} &= g(0,5m_f + \Delta M_1 / l_{26}); \\
Q_{m2} &= g(0,5m_f + \Delta M_2 / l_{26}); \\
l_{26} &= l_{23} + l_{34} + l_{45} + l_{56}; \\
\Delta M_1 &= m_t(l_{36} - d_{t1}) + m_n(l_{36} - d_{t1} - d_t - d_n); \\
\Delta M_2 &= m_t(l_{23} + d_{t1}) + m_n(l_{23} + d_{t1} + d_t + d_n),
\end{aligned} \tag{5.8}$$

де g – прискорення вільного падіння; m_f – маса надресорної будови платформи; m_t – маса тягача; m_n – маса напівпричепа.

Вираз (5.8) 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 стикової нерівності має вигляд:

where g is the acceleration of free fall; m_f is the mass of the platform superstructure; m_t is the mass of the tractor; m_n is the mass of the semi-trailer.

Expression (5.8) allows taking into account the uneven loading of the platform by an articulated lorry.

For the perturbation η_i acting on the platform wheelsets in the vertical direction, periodic functions describing the so-called irregularities at rail joint are considered. The form of the irregularities at rail joint is as follows:

$$\eta_i = \frac{d_n}{2} (1 - \cos \omega_n x) \quad (i = \overline{1,4}), \tag{5.9}$$

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 :

where d_n is the depth of the irregularity that is specified; ω_n is the spatial frequency determined by the formula $\omega_n = 2\pi/l_n$ (l_n – the length of the irregularity).

For this system, the transport delay τ_i is:

$$\tau_1 = 0; \quad \tau_2 = 2a/V; \quad \tau_3 = L_b/V; \quad \tau_4 = (L_b + 2a)/V, \tag{5.10}$$

де V – швидкість руху платформи.

Таким чином, спільні

where V is the speed of the platform.

Thus, the joint vibrations of the

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

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q, \quad (5.11)$$

де M , B , C – матриці інерційних, дисипативних і квазіпружних коефіцієнтів; q – вектор узагальнених координат; Q – вектор узагальнених сил.

5.2.2. Результати динамічних розрахунків

Чисельне інтегрування одержаних рівнянь (5.11) 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

platform and the articulated lorry in the vertical longitudinal plane of track symmetry are described by a system of nonlinear differential equations of the 28th order, which in vector-matrix form are as follows

where M , B , C are matrices of inertial, dissipative and quasi-elastic coefficients; q is a vector of generalized coordinates; Q is the vector of generalized forces.

5.2.2. Results of dynamic calculations

The numerical integration of the obtained equations (5.11) was carried out using a program that implements an algorithm based on the Adams-Bashforth method with 4th-order Runge-Kutta acceleration. This computer program makes it possible to obtain a full range of values that fully characterize the vertical dynamics of a platform loaded with an articulated lorry.

It is of practical interest to develop different options associated with changing the basic parameters of the spring suspension, such as the values of the sliding friction coefficient of the wedge-friction bar pair and the stiffness of the spring sets. The object of research

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 $V = 30...120$ км/год.

Як відомо, динамічні показники безпеки руху вантажних поїздів визначаються головним чином динамічними властивостями порожніх вагонів.

is a platform for combined transport model 13-4095. Two variants of setting the values of the stiffness of the bogie spring suspension k_B were considered: the initial value of $k_B = 5700$ кН/м, and the reduced value of $k_B = 3700$ кН/м. These values of the suspension stiffness correspond to the following values of the stiffness of the wedge springs: $k_{кл} = 2280$ кН/м and $k_{кл} = 1480$ кН/м. The first option corresponds to the case when the spring set consists of five double-row springs. In the second variant, we assume that only the outer springs are in operation. In both variants of changing the stiffnesses, the value of the sliding friction coefficient was varied. The values of f were assumed to be 0.05, 0.1, 0.2, and 0.3.

When studying the forced vertical vibrations of the platform with an articulated lorry, the butt joint irregularities of the track were set with the following parameter values: depth of the irregularity $d_n = 0.01$ m; length of the irregularity $l_n = 3.0$ m; distance between adjacent irregularities $L_R = 25.0$ m. The calculations consider a range of speeds $V = 30...120$ km/h.

It is known that the dynamic safety performance of freight trains is determined mainly by the dynamic properties of empty wagons. Since trailer trains, by

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. 5.8 наведено графіки залежностей прискорень рами платформи $\ddot{z}$ від швидкості руху V при різних значеннях коефіцієнта тертя ковзання f .

З рис. 5.8а 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 $0,7 g$. 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.

analogy with route trains in one of the designated directions, can move in an empty state or with empty articulated lorry, the empty mode becomes the basis for design options for assessing traffic safety conditions.

The results of the study of the vertical dynamics of a platform with an articulated lorry are obtained in the form of dependences of dynamic indicators on the speed of movement. The main indicators are the acceleration of the platform frame, forces in the spring suspension, acceleration of the semi-trailer, and forces in the system of resting the semi-trailer on the platform containing the suspension and wheels. Fig. 5.8 shows graphs of the dependence of the accelerations of the platform frame $\ddot{z}$ on the speed V at different values of the sliding friction coefficient f .

Fig. 5.8a shows that at values of $f = 0.05$ and 0.1 , the platform accelerations have the lowest level and at speeds up to 100 km/h do not exceed the maximum permissible value of $0.7 g$. An increase in f leads to an increase in the level of acceleration. At $f = 0.2$, the platform accelerations reach the limit level at $V = 70$ km/h, and at $f = 0.3$, the values exceed the permissible value at $V = 60$ km/h.

У випадку, коли в розрахунках приймається знижене значення жорсткості ресорного підвішування (див. рис. 5.8б), 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.

In the case when a reduced value of the spring suspension stiffness is assumed in the calculations (see Fig. 5.8b), at $f = 0.05$ and 0.1 , a decrease in the level of platform accelerations is observed compared to the original design variant. At $f = 0.2$ and 0.3 , the dependencies $\ddot{z}(V)$ are similar to the dependencies of the same name described for the first variant.

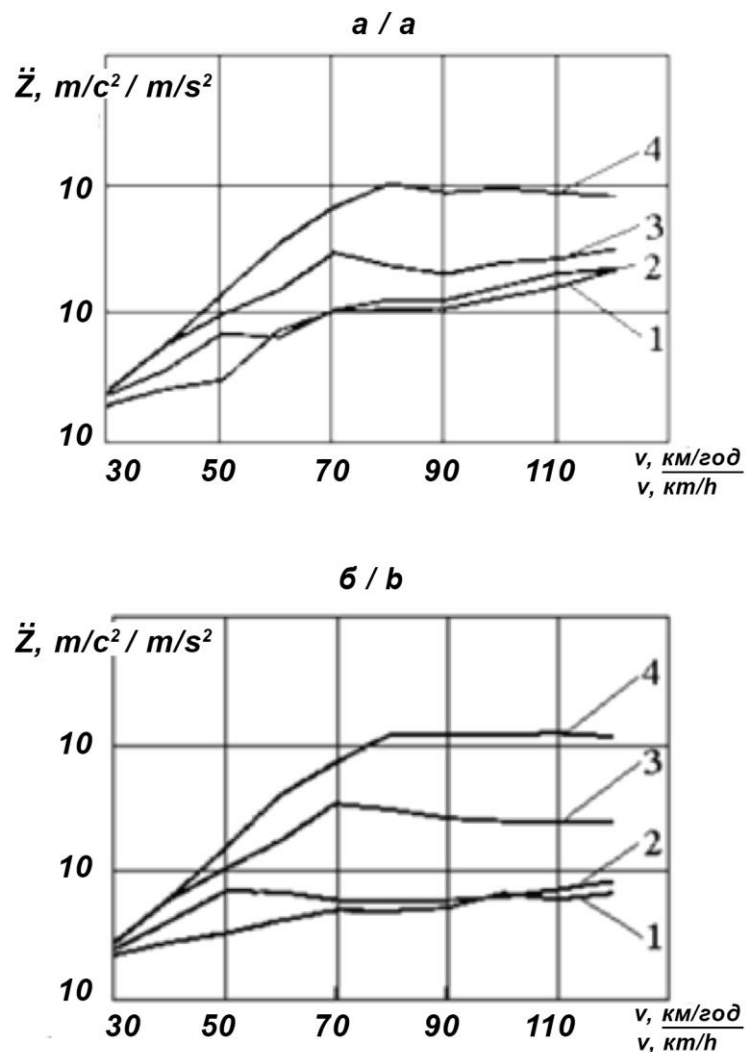


Рис. 5.8. Прискорення платформи при вихідній (а) і зменшеній (б) жорсткості підвішування (1 – $f = 0,05$; 2 – $f = 0,1$; 3 – $f = 0,2$; 4 – $f = 0,3$)

Fig. 5.8. Acceleration of the platform at the initial (a) and reduced (b) suspension stiffness (1 – $f = 0.05$; 2 – $f = 0.1$; 3 – $f = 0.2$; 4 – $f = 0.3$)

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 $1,4 \text{ м/с}^2$. 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 напівпричепом 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

As for the dynamic applications of forces F_{II} , acting in the spring suspension, it follows from the calculation results that they depend to a lesser extent on the values of f . However, reducing the stiffness of the springs leads to a noticeable decrease in the forces F_{II} .

The results of the calculations show that the vibration protection qualities of the spring suspension of the platform have less effect on the acceleration of the articulated lorry, the level of which does not exceed 1.4 m/s^2 . This conclusion once again confirms the correctness of the decision to freely install articulated lorries on platforms, thanks to which the vehicle suspension is able to actively absorb disturbances transmitted to the wheels of the articulated lorry from the platform.

In addition to calculations of the dynamic performance of the platform with an unloaded articulated lorry semi-trailer, the design variants of its full loading are also considered. An analysis of the obtained calculation results for the loaded mode showed that the dependencies $\ddot{z}(V)$ and $F_{II}(V)$ are similar to those obtained for the case of installing an empty semi-trailer on the platform. However, the numerical values of these dependencies differ. Moreover,

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.

5.3. Визначення динамічних показників контейнерних вагонів-платформ

Як це неодноразово підкреслювалось, конкурентоспроможність контейнерних перевезень залежить від суттєвого підвищення швидкісних характеристик спеціалізованих вагонів [113-115]. 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

this difference increases with increasing values of the friction coefficient.

The calculations show that the accelerations of a loaded semi-trailer are about half as high as those of an empty semi-trailer. The level of these accelerations does not exceed 0.6 m/s^2 . The forces in the suspension of a loaded semi-trailer are up to 1.5 times higher than in the empty mode.

5.3. Determination of dynamic indicators of container platform wagons

As it has been repeatedly emphasized, the competitiveness of container transportation depends on a significant increase in the speed characteristics of specialized wagons [113-115]. Increasing the speed of passenger trains in conditions of partially combined traffic on dedicated lines requires solving the following problem – increasing the speed of combined transport trains. It should be noted that no matter how well prepared the track is for high-speed traffic, the passage of trains composed of freight wagons of the existing fleet will inevitably lead to a deterioration in its technical condition. Therefore, in order to increase the speed of freight trains

стану. Тому для підвищення швидкості руху вантажних поїздів на лініях, призначених переважно для пасажирських перевезень, необхідні вагонні візки з мінімальним впливом на колійну структуру. У зв'язку з цим заслуговують уваги результати досліджень динаміки вагонів, обладнаних візками типу Y25.

5.3.1. Показники вертикальної динаміки

Досліджено характеристики вимушених вертикальних коливань платформ для перевезення крупногабаритних контейнерів. Розглянуто два варіанти обладнання платформи моделі 13-7024 ходовими частинами: візками з центральним ресорним підвішуванням моделі 18-100 і візками з буксовим підвішуванням типу Y25 [116]. Відповідні розрахункові схеми для визначення показників вертикальної динаміки досліджуваних об'єктів наведено на рис. 5.9 і 5.10. 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.

Конфігурації механічних систем, що розглядаються за схемами 1 і 2, описують наступні

on lines intended primarily for passenger transportation, wagon bogies are needed that are with minimal impact on the track structure. In this regard, the results of studies of the dynamics of wagons equipped with bogies of the Y25 type are worthy of attention.

5.3.1. Indicators of vertical dynamics

The characteristics of forced vertical vibrations of platforms for the transportation of large-sized containers are investigated. Two variants of equipping the platform of model 13-7024 with running gears were considered: bogies with central spring suspension of model 18-100 and bogies with axle suspension of type Y25 [116]. The corresponding calculation schemes for determining the indicators of the vertical dynamics of the studied objects are shown in Figs. 5.9 and 5.10. These figures denote: k_T – stiffness of the bogie spring suspension; F_{TP} – friction force in the spring suspension; k_1 and β_1 – stiffness and damping coefficient of the track; $\eta_i(x)$ – functions that describe track irregularities.

The configurations of mechanical systems considered in schemes 1 and 2 describe the following translational

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.

displacements of the body mass centers x and bogie parts x_i ($i = 1, 2$ for scheme 1, $i = 1, 2, 3, 4$ for scheme 2) along the track axis; vertical displacements of the body mass centers z and bogie parts z_i ; rotation angles of the body φ and bogie frames φ_i relative to their main central axes perpendicular to the longitudinal plane of symmetry of the wagon.

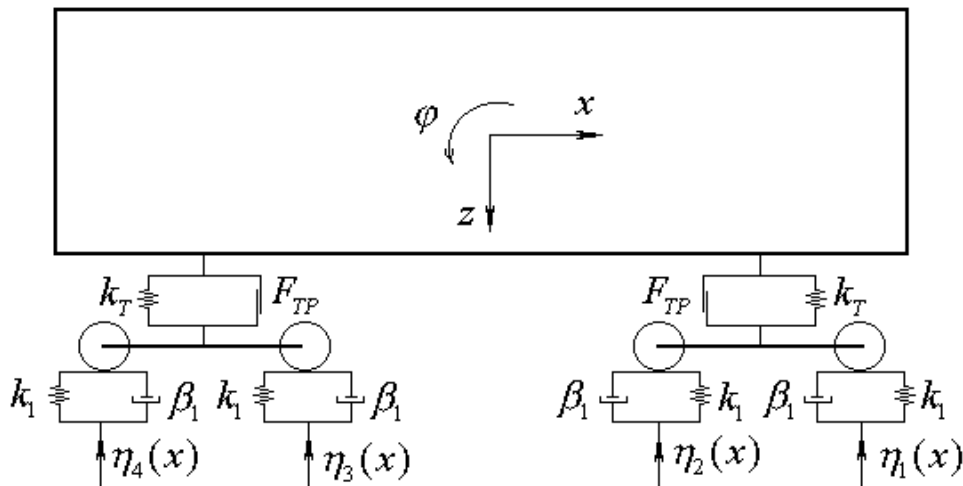


Рис. 5.9. Розрахункова схема платформи на візках моделі 18-100
Fig. 5.9. Design scheme of the platform with bogies of the model 18-100

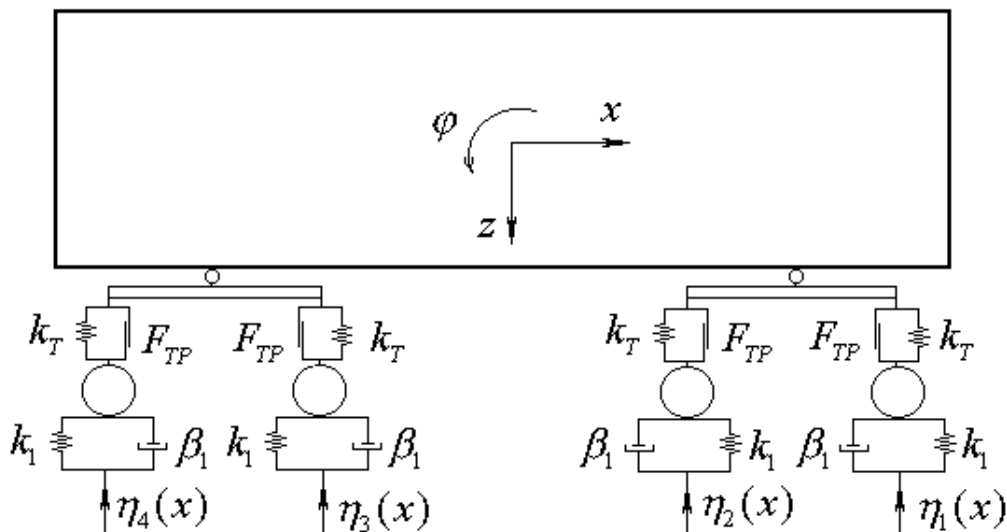


Рис. 5.10. Розрахункова схема платформи на візках типу Y25
Fig. 5.10. Design scheme of the platform with bogies of the Y25 type

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 (5.9).

Рівняння коливань платформ у вертикальній площині отримано як рівняння Лагранжа II роду (5.11), які зазвичай використовується при вирішенні задач динаміки рухомого складу. Вертикальні коливання платформи на візках моделі 18-100 описуються наступною системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 \ddot{q}_1 &= c_{1,1} \cdot q_1 + c_{1,3} \cdot q_3 + c_{1,5} \cdot q_5 + Q_1 \\
 \ddot{q}_2 &= c_{2,2} \cdot q_2 + c_{2,3} \cdot q_3 + c_{2,5} \cdot q_5 + Q_2 \\
 \ddot{q}_3 &= c_{3,1} \cdot q_1 + c_{3,2} \cdot q_2 + c_{3,3} \cdot q_3 + b_{3,3} \cdot \dot{q}_3 + Q_3 + \\
 &\quad + \frac{k_1}{M_3} \cdot (\eta_1 + \eta_2) + \frac{\beta_1}{M_3} \cdot (\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2) \\
 \ddot{q}_4 &= c_{4,4} \cdot q_4 + b_{4,4} \cdot \dot{q}_4 - \frac{k_1 \cdot a}{M_4} \cdot (\eta_1 - \eta_2) - \\
 &\quad - \frac{\beta_1 \cdot a}{M_4} \cdot (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2) \\
 \ddot{q}_5 &= c_{5,1} \cdot q_1 + c_{5,2} \cdot q_2 + c_{5,5} \cdot q_5 + b_{5,5} \cdot \dot{q}_5 + Q_5 + \\
 &\quad + \frac{k_1}{M_5} \cdot (\eta_3 + \eta_4) + \frac{\beta_1}{M_5} \cdot (\dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4) \\
 \ddot{q}_6 &= c_{6,6} \cdot q_6 + b_{6,6} \cdot \dot{q}_6 - \frac{k_1 \cdot a}{M_6} \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \\
 &\quad - \frac{\beta_1 \cdot a}{M_6} \cdot (\dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4)
 \end{aligned} \tag{5.12}$$

Since the x -coordinate is cyclic, the generalized coordinates of the systems are chosen as follows:

– for scheme 1 – $q_1 = z, q_2 = \varphi, q_3 = z_1, q_4 = \varphi_1, q_5 = z_2, q_6 = \varphi_2$;

– for scheme 2 – $q_1 = z, q_2 = \varphi, q_3 = \varphi_1, q_4 = \varphi_2, q_5 = z_1, q_6 = z_2, q_7 = z_3, q_8 = z_4$.

The irregularity of the rail track is described by the periodic function (5.9).

The equations of platform vibrations in the vertical plane are obtained as Lagrange equations of the second kind (5.11), which are usually used in solving problems of rolling stock dynamics. Vertical oscillations of the platform with the model 18-100 bogies are described by the following system of differential equations:

У рівняннях (5.12) позначено: c_{ij} – квазіпружні коефіцієнти, які залежать від параметрів жорсткості ресорного підвішування; 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:

In equations (5.12) is marked: c_{ij} are quasi-elastic coefficients that depend on the parameters of the spring suspension stiffness; Q_i are generalized forces; M_i are values equal to the inertial parameters, i.e., the body mass and its moment of inertia.

The generalized forces included in the right-hand sides of the differential equations are determined by the following expressions:

$$\begin{aligned} Q_1 &= -\frac{F_{TP}}{M_1} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_3) + \\ &\quad + \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_5)] \\ Q_2 &= \frac{F_{TP} \cdot l}{M_2} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_3) + \\ &\quad + \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_5)] \\ Q_3 &= \frac{F_{TP}}{M_3} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_3) \\ Q_5 &= \frac{F_{TP}}{M_5} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_5) \end{aligned} \quad (5.13)$$

де l – половина бази платформи.

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

where l is half of the platform base.

The system of differential equations describing the vertical vibrations of the platform with bogies of the Y25 type is as follows:

$$\begin{aligned} \ddot{q}_1 &= c_{1,1} \cdot q_1 + c_{1,5} \cdot q_5 + c_{1,6} \cdot q_6 + c_{1,7} \cdot q_7 + \\ &\quad + c_{1,8} \cdot q_8 + Q_1 \\ \ddot{q}_2 &= c_{2,2} \cdot q_2 + c_{2,3} \cdot q_3 + c_{2,4} \cdot q_4 + c_{2,5} \cdot q_5 + Q_2 \\ \ddot{q}_3 &= c_{3,2} \cdot q_2 + c_{3,3} \cdot q_3 + c_{3,5} \cdot q_5 + c_{3,6} \cdot q_6 + Q_3 \\ \ddot{q}_4 &= c_{4,2} \cdot q_2 + c_{4,4} \cdot q_4 + c_{4,7} \cdot q_7 + c_{4,8} \cdot q_8 + Q_4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{q}_5 &= c_{5,1} \cdot q_1 + c_{5,2} \cdot q_2 + c_{5,3} \cdot q_3 + c_{5,5} \cdot q_5 + \\
&+ b_{5,5} \cdot \dot{q}_5 + Q_5 + \frac{k_1}{M_5} \cdot \eta_1 + \frac{\beta_1}{M_5} \cdot \dot{\eta}_1 \\
\ddot{q}_6 &= c_{6,1} \cdot q_1 + c_{6,2} \cdot q_2 + c_{6,3} \cdot q_3 + c_{6,6} \cdot q_6 + \\
&+ b_{6,6} \cdot \dot{q}_6 + Q_6 + \frac{k_1}{M_6} \cdot \eta_2 + \frac{\beta_1}{M_6} \cdot \dot{\eta}_2 \\
\ddot{q}_7 &= c_{7,1} \cdot q_1 + c_{7,2} \cdot q_2 + c_{7,4} \cdot q_4 + c_{7,7} \cdot q_7 + \\
&+ b_{7,7} \cdot \dot{q}_7 + Q_7 + \frac{k_1}{M_7} \cdot \eta_3 + \frac{\beta_1}{M_7} \cdot \dot{\eta}_3 \\
\ddot{q}_8 &= c_{8,1} \cdot q_1 + c_{8,2} \cdot q_2 + c_{8,4} \cdot q_4 + c_{8,8} \cdot q_8 + \\
&+ b_{8,8} \cdot \dot{q}_8 + Q_8 + \frac{k_1}{M_8} \cdot \eta_4 + \frac{\beta_1}{M_8} \cdot \dot{\eta}_4.
\end{aligned} \tag{5.14}$$

У рівняннях (5.14) In equations (5.14), the
узагальнені сили визначаються generalized forces are determined
за наступними виразами: by the following expressions:

$$\begin{aligned}
Q_1 &= -\frac{F_{TP}}{M_1} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) + \\
&+ \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6) + \\
&+ \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) \\
&+ \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)] \\
Q_2 &= \frac{F_{TP} \cdot l}{M_2} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) + \\
&+ \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6) + \\
&- \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) + \\
&- \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)] \\
Q_3 &= \frac{F_{TP} \cdot a}{M_3} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) + \\
&- \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6)] \\
Q_4 &= \frac{F_{TP} \cdot a}{M_4} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) + \\
&- \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)] \\
Q_5 &= \frac{F_{TP}}{M_5} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) \\
Q_6 &= \frac{F_{TP}}{M_6} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6) \\
Q_7 &= \frac{F_{TP}}{M_5} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7)
\end{aligned} \tag{5.15}$$

$$Q_8 = \frac{F_{TP}}{M_8} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)$$

де a – половина бази візка.

Розв'язок диференціальних рівнянь (5.12) і (5.14) 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. 5.11, 5.12 і 5.13 представлені графіки залежностей згаданих динамічних показників від швидкості руху платформ.

where a is half of the bogie base.

The solution to differential equations (5.12) and (5.14) was obtained by integrating the Runge-Kutta method with a fixed step using the Mathcad system. Based on the results of the calculations, indicators of the vertical dynamics of platforms loaded with containers were obtained. The main indicators are the forces of interaction between wheelsets and track, acceleration of platform bodies, and vertical dynamics coefficients. Figs. 5.11, 5.12, and 5.13 show graphs of the dependence of these dynamic indicators on the speed of the platforms.

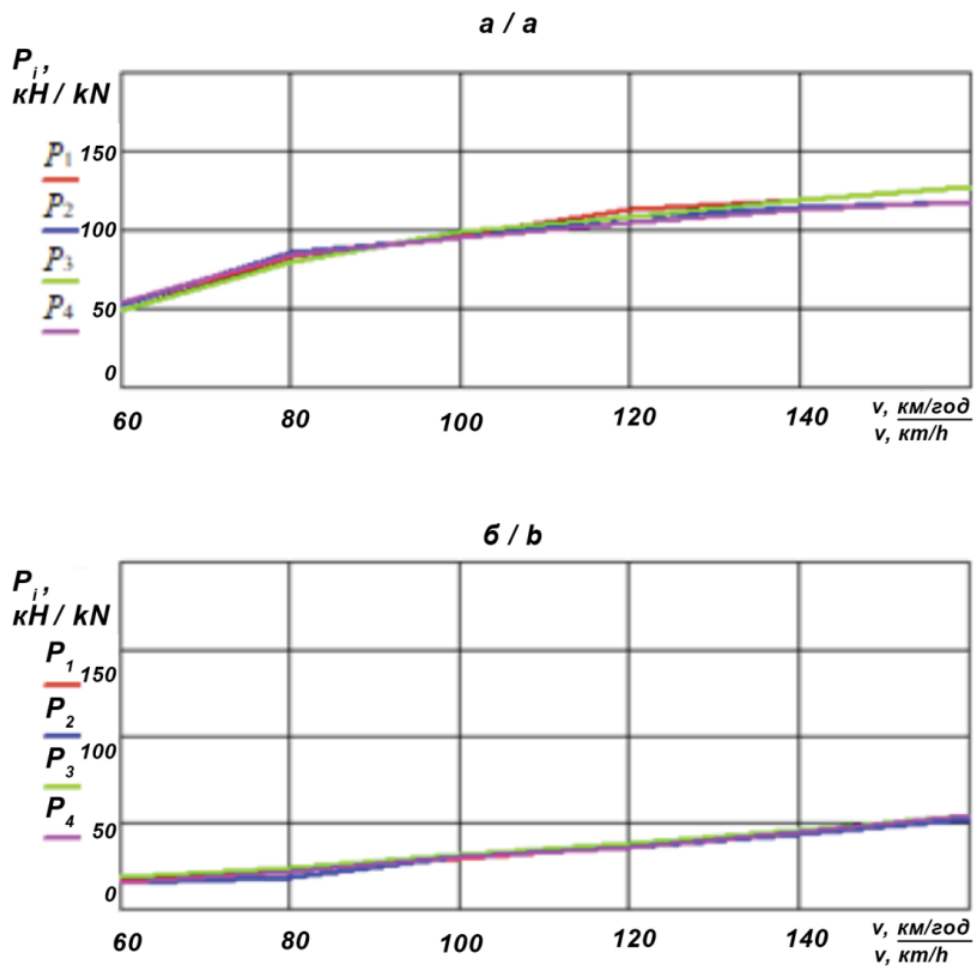


Рис. 5.11. Сили взаємодії колісних пар з колією:

а – платформа на візках моделі 18-100;

б – платформа на візках типу Y25

Fig. 5.11. Forces of interaction between wheelsets and track:

a – platform with bogies of the model 18-100;

b – platform with bogies of the Y25 type

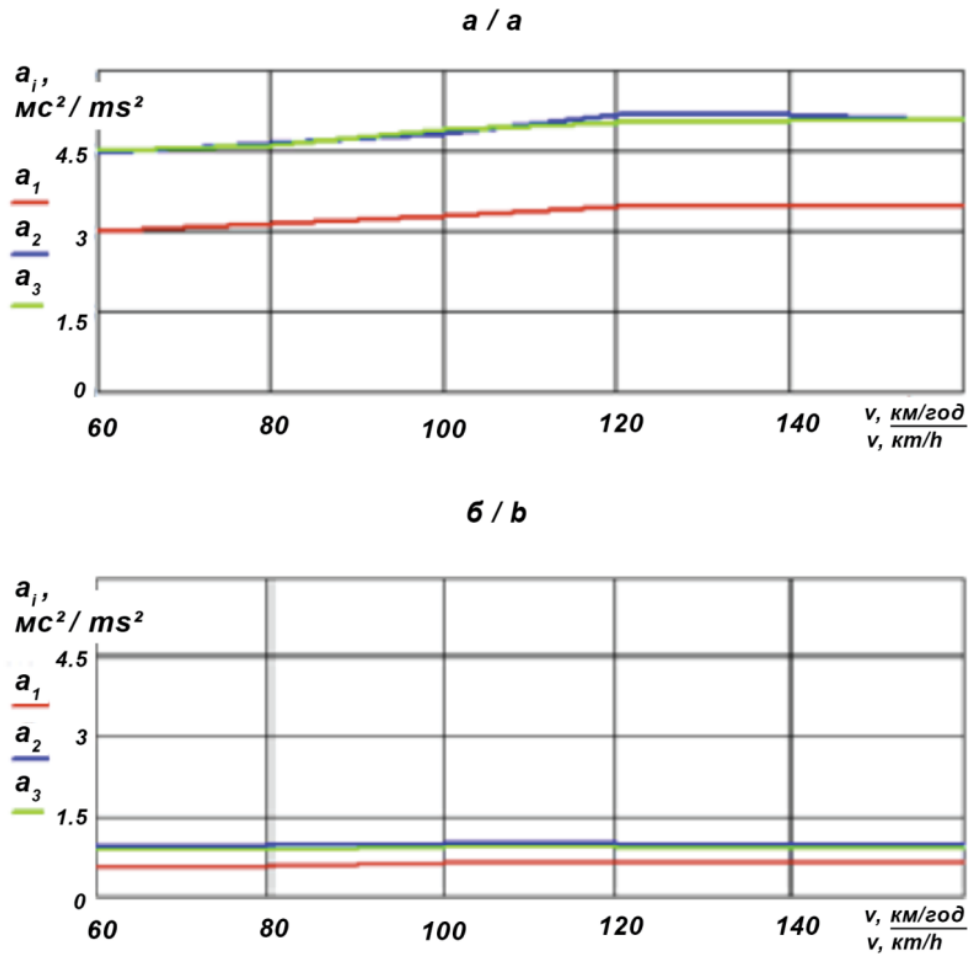


Рис. 5.12. Прискорення кузова:
 а – платформа на візках моделі 18-100;
 б – платформа на візках типу Y25
 Fig. 5.12. Acceleration of the body:
 а – platform with bogies of the model 18-100;
 б – platform with bogies of the Y25 type

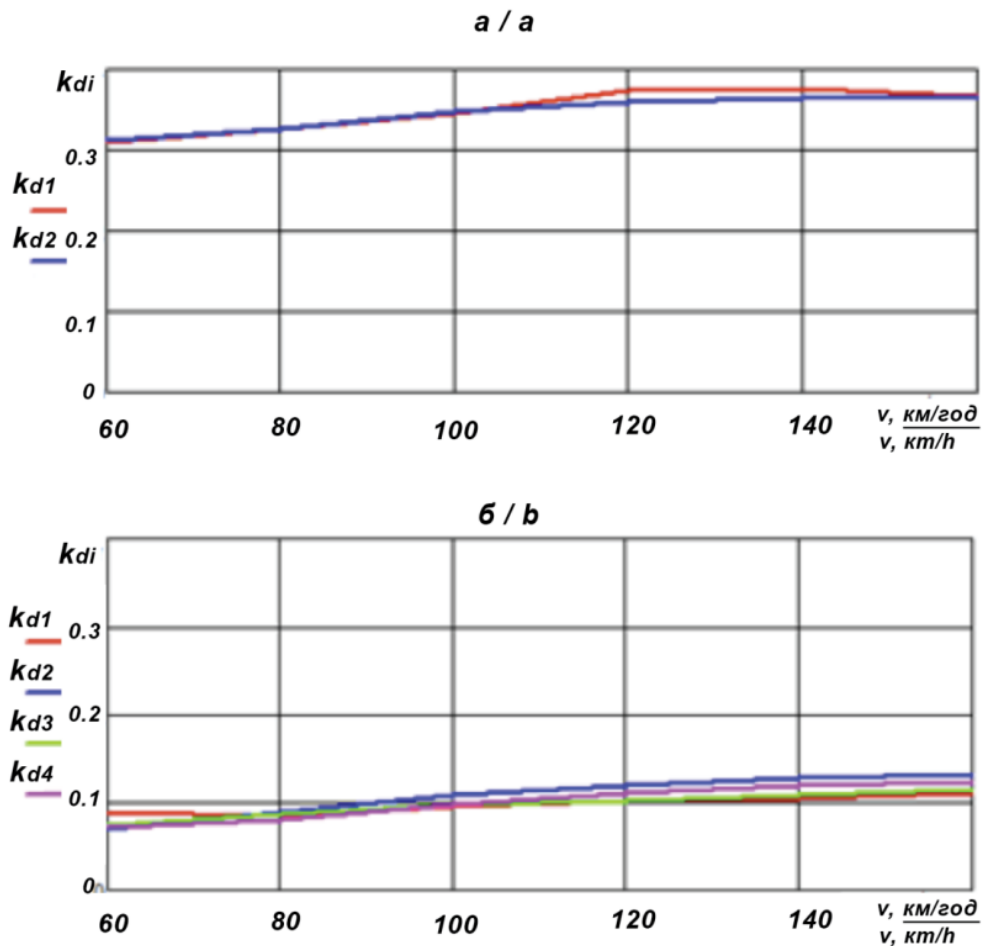


Рис. 5.13. Коефіцієнти динаміки:
 а – платформа на візках моделі 18-100;
 б – платформа на візках типу Y25
 Fig. 5.13. Dynamics coefficients:
 а – platform with bogies of the model 18-100;
 б – platform with bogies of the Y25 type

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 три рази перевищує максимальні сили взаємодії з колією платформи на

As can be seen from the results of the calculations, the maximum values of the dynamic indicators of the platform on bogies of the Y25 type are significantly lower than those of the platform on bogies of the 18-100 model. Thus, the level of force action on the track of the platform on bogies of the model 18-100 at the declared design speed of 120 km/h is three times higher than the maximum

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.

5.3.2. Динамічні показники 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

forces of interaction with the track of the platform on bogies of the Y25 type. Comparison of body accelerations and dynamics coefficients at the same speed gives the corresponding ratios of 5.2 and 3.1.

In general, for the considered range of motion speeds, the minimum ratios of the obtained calculated values of the corresponding dynamic indicators are: by interaction forces – 2.3 (at $V = 160$ km/h); by accelerations – 4.5 (at $V = 60$ km/h); by dynamics coefficients – 2.8 (at $V = 160$ km/h). Thus, according to the calculated assessment, the dynamic qualities of the platform with bogies of the Y25 type significantly exceed the dynamic qualities of the platform with bogies of the model 18-100, in particular, in terms of such important indicators as the force impact on the track and the protection of vibration-sensitive loads.

5.3.2. Dynamic indicators of motion safety

According to the results of numerous studies and investigations of transportation accidents, it turns out that freight wagons in an empty state are increasingly becoming the objects of accidents. Empty railway wagons with a high center of mass (bunker wagons, tank wagons, etc.) are the most prone to loss of

типу, вагони-цистерни, тощо). Разом з тим, останнім часом відмічаються випадки сходження з рейок порожніх вагонів-платформ.

Вирішення завдання оцінки стійкості в рейковій колії вагонів-платформ для контейнерних перевезень здійснено шляхом застосування технологій імітаційного моделювання. В якості прототипу вагона для контейнерних перевезень прийнято вагон-платформу моделі 13-7024 вантажо-підйомністю 71,2 т і масою 22,8 т [117]. Розглянуто два варіанти обладнання вагона-платформи ходовими частинами – трьохелементними візками з центральним ресорним підвішуванням і візками з буксовим ресорним підвішуванням, які за конструкцією подібні до візків типу Y25.

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 [118-120].

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,

stability in the railway track. At the same time, there have been recent cases of derailments of empty platform wagons.

The task of assessing the stability of platform wagons for container transportation in the railway track was solved by applying simulation modeling technologies. A platform wagon of the model 13-7024 with a carrying capacity of 71.2 tons and a weight of 22.8 tons was adopted as a prototype of a wagon for container transportation [117]. Two variants of equipping the platform wagon with running gears were considered – three-element bogies with central spring suspension and bogies with axle spring suspension, which are similar in design to the Y25 type bogies.

To determine the dynamic indicators of the platform wagon with bogies with a central spring suspension, a previously built mathematical model of the dynamics of the wagon with bogies of the model 18-100 type was used [118-120].

The model of the dynamics of a platform wagon with bogies with axle-box spring suspension is built using the approach of a system of coupled solids, according to which the object of study, namely, the mechanical part of the wagon, is represented by a set of solids

представлена набором твердих тіл, з'єднаних за допомогою шарнірних і силових елементів. Структура дерева підсистем моделі динаміки цього вагона показана на рис. 5.14.

connected by means of hinge and force elements. The structure of the subsystem tree of the dynamics model of this wagon is shown in Fig. 5.14.

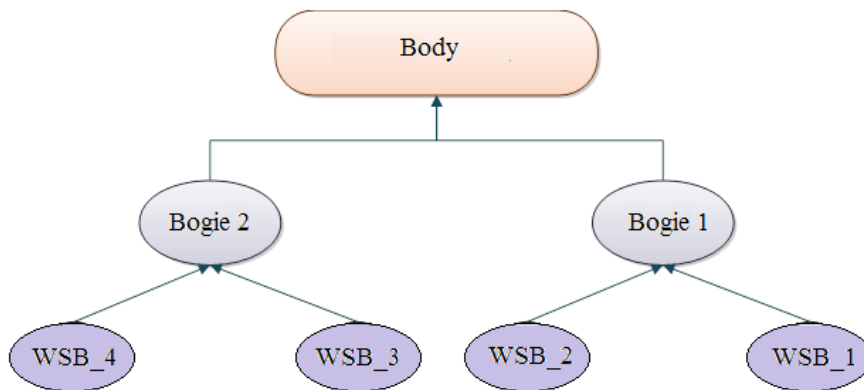


Рис. 5.14. Структура дерева підсистем моделі динаміки руху вагона-платформи

Fig. 5.14. Structure of the subsystem tree of the model of platform wagon motion dynamics

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. Побудована таким

The main inertial, geometric, and elastic-dissipative characteristics of the model under development are specified by means of identifiers, providing the possibility of changing them during the computational experiment and determining the rational design parameters. To visualize dynamic processes, 3D models of individual elements of the wagon, in particular, the platform body, the frame of a new type of bogie, and axle boxes, which were built using the Solid Works package, were imported into the model under development. The bogie subsystem built in this

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. 5.15.

way contains 17 bodies and 17 joints, has 50 degrees of freedom and includes 49 power elements. A graphical view of the bogie subsystem "Bogie_1" of a wagon for high-speed combined transport is shown in Fig. 5.15.

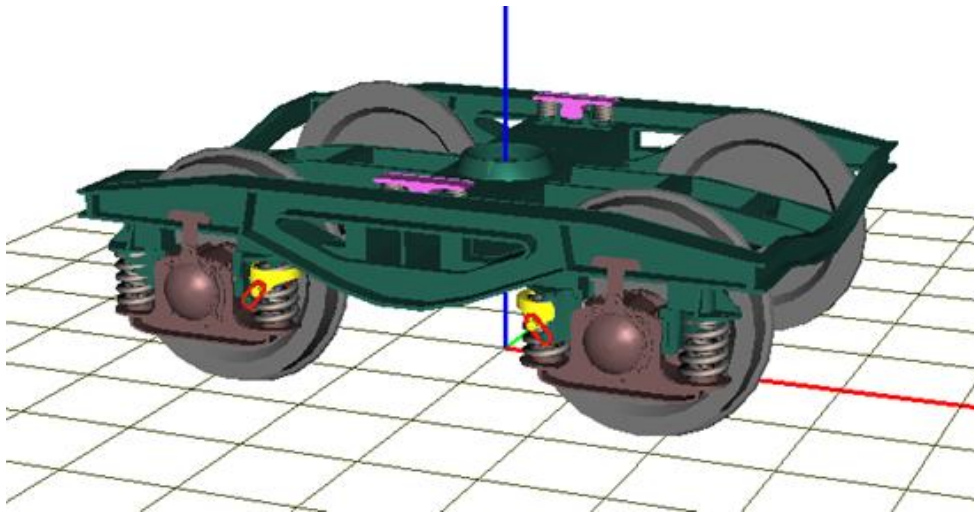


Рис. 5.15. Графічний вигляд підсистеми візка «Bogie_1»
Fig. 5.15. Graphical view of the bogie subsystem «Bogie_1»

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.

The complete dynamics model of the platform wagon contains two subsystems «Bogie_1» and «Bogie_2» and one solid body «Body», which represents the frame of the platform wagon. The constructed computer model of the motion dynamics of the studied wagon includes 31 solids with 106 degrees of freedom and 90 force elements, including 24 bipolar, 32 generalized linear, 34 contact, and 4 combined friction elements.

Експлуатаційні режими вантажних вагонів пов'язані з рухом в порожньому й

The operating modes of freight wagons are associated with movement in the empty and

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 оцінюється 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

loaded states at different speeds on track sections that differ in plan, profile, and state of maintenance. Due to the large number of operating conditions for all possible combinations of parameters, it is advisable to adhere to the principle of necessary sufficiency when forming a computational experiment plan, choosing appropriate discretization intervals for parameters, in particular, speed, curve radii, etc.

A set of design variants with a total number of M_{var} form the so-called computer experiment, before which a plan is drawn up to establish the correspondence between the design variants and the parameters of the wagon movement. The following considerations are taken into account when drawing up the experiment plan. Dynamic indicators are evaluated under the conditions of railway wagon movement in a track with P65 rails in straight lines with speeds V in the range from 20 to 160 km/h with a step of 10 km/h. The deviations from the norms of arrangement and maintenance are within the limits established by CP 0269, corresponding to a satisfactory track condition.

Based on the modeling results, a comparative assessment of the dynamic performance of a

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 підвищенням, minkz^H and minkz^S , відповідно, показано на рис. 5.16.

Як видно з розрахункових даних, значення minkz^H перевищують граничне значення при швидкостях руху до 160 км/год, тоді як значення minkz^S стають

platform wagon on high-speed bogies and a platform wagon on standard-type bogies, i.e., model 18-100, was made. Since numerous studies and investigations of transportation accidents have shown that empty wagons are increasingly becoming the cause of accidents, the speeds of trains composed of empty wagons and trains that include empty wagons require certain restrictions. Based on the relevance of empty freight wagons for assessing the safety of trains, the main attention is paid to the dynamic characteristics of empty platform wagons. The comparison of dynamic traffic safety indicators, namely the coefficients of the safety margin of the wheelset against derailment, was performed by calculating the smallest values.

The graphs of dependencies of the minimum values of the safety factors of the wheelset against derailment for platform wagons with axle and central spring suspension, minkz^H and minkz^S , respectively, obtained by calculations, are shown in Fig. 5.16.

As can be seen from the calculated data, the values of minkz^H exceed the limit value at travel speeds up to 160 km/h, while the values of minkz^S become less than the limit value already at a travel speed of

меншими за граничне значення вже при швидкості руху $V = 110$ км/год. Збільшення швидкості руху призводить до подальшого зменшення значень minkz^S .

$V = 110$ km/h. Increasing the speed leads to a further decrease in the values of minkz^S .

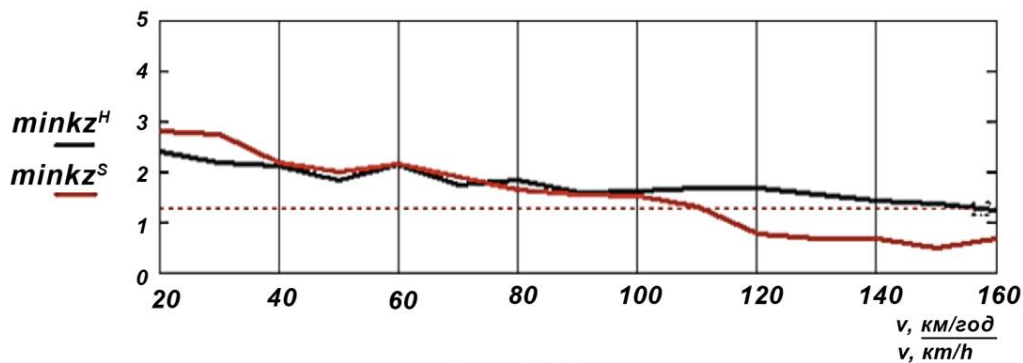


Рис. 5.16. Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок

Fig. 5.16. Minimum values of safety factors of the wheelset against derailment

Результати оцінки схильності порожніх вагонів обох типів до сходження за відповідними стандартами ЄС представлені залежностями від швидкості руху максимальних значень показників Надаля maxkz^H і maxkz^S , наведеними на рис. 5.17. Граничне значення цих показників встановлено рівним 0,8. Як видно з даних, наведених на рис. 5.17, максимальні значення показників maxkz^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

The results of the assessment of the tendency of empty wagons of both types to derail according to the relevant EU standards are presented as dependencies on the speed of the maximum values of the Nadal indicators maxkz^H and maxkz^S , shown in Fig. 5.17. The limit value of these indicators is set to 0.8. As can be seen from the data shown in Fig. 5.17, the maximum values of maxkz^H slightly exceed the corresponding limit value at a travel speed of $V = 160$ km/h, i.e., at a motion speed of $V \leq 150$ km/h, the conditions for the safety of the wagon movement by this indicator are satisfied. The highest value of maxkz^S reaches the limit

значення показників $\max k_z^S$ value already at $V = 110$ km/h.
 досягає граничного значення вже
 при $V = 110$ км/год.

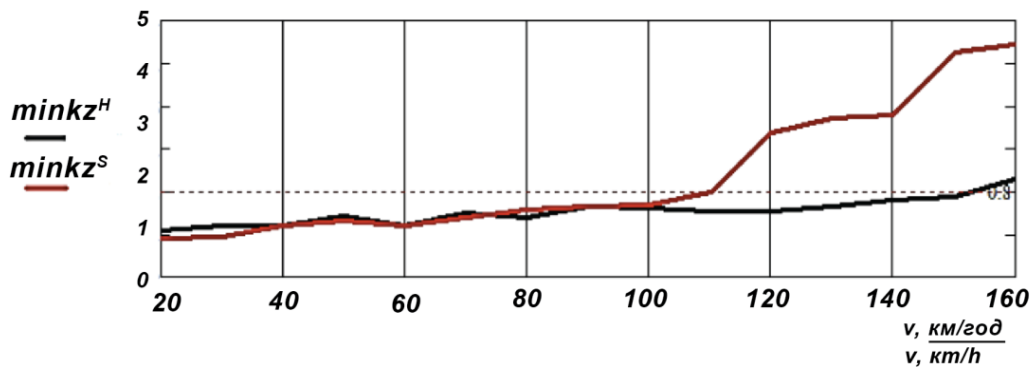


Рис. 5.17. Максимальні значення показників Надаля
 Fig. 5.17. Maximum values of Nadal's indicators

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.

Thus, the obtained traffic safety indicators, both according to the norms applicable to 1520 mm gauge railways and EU standards, are consistent with each other in terms of the permissible speeds of the considered platform wagons in the empty state.

6. ВИМОГИ ДО РУХОМОГО СКЛАДУ ДЛЯ БЕЗПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Традиційна технологія міжнародних перевезень з перевантаженням як така, що ґрунтується на застарілих технічних рішеннях і обмежується тимчасовими комерційними міркуваннями, влаштовуючи перевізників, водночас за суттю стає гальмом розвитку науково-технічного прогресу в міжнародних перевезеннях залізницями з різними стандартами колій. Вагомим рішенням щодо значного поліпшення умов перевезень вантажів міжнародними транспортними коридорами є введення в обіг спеціалізованого рухомого складу, який дозволив би експлуатацію як на коліях 1435 мм, так і на коліях 1520 (1524) мм. Створення вагонів типу «Схід-Захід», тобто вагонів колій 1520/1435 мм для безперевалочного 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.

6. REQUIREMENTS FOR ROLLING STOCK FOR NON- TRANSHIPMENT TRANSPORTATION

The traditional technology of international transportation with overloading, based on outdated technical solutions and limited to temporary commercial considerations, while satisfying carriers, is essentially a hindrance to the development of scientific and technological progress in international transportation by rail with different track standards. An important solution to significantly improve the conditions of cargo transportation along international transport corridors is the deployment of specialized rolling stock that would allow operation on both 1435 mm and 1520 (1524) mm gauges. The creation of East-West railway wagons, i.e. 1520/1435 mm gauge railway wagons for non-transshipment transportation of goods by rail of various standards, including mixed mode transportation, will significantly increase the volume of international transportation, which will help relieve road congestion and protect the environment.

6.1. Загальні вимоги до конструкцій вагонів

Однією з головних задач, які потребують вирішення при створенні парку вагонів колій 1520/1435 мм, є розробка технічних вимог до їх конструкцій згідно з міжнародними угодами і стандартами. Технічні вимоги до вагонів цього типу повинні відповідати положенням стандартів UIC, EN, TSI і ОСЖД, а також нормативним документам, що діють на українських залізницях.

6.1.1. Основні положення

Вагони призначені для здійснення інтермодальних та інтероперабельних перевезень вантажів мають відповідати таким основним вимогам:

- вагони повинні мати суцільнометалеву несівну конструкцію та виключно візкове виконання;
- конструкції вагонів повинні бути виконані такими, що допускають швидкість руху в порожньому і завантаженому станах не меншу за 120 км/год;
- вагони повинні проєктуватись та виготовлятись, виходячи з забезпечення розрахункового навантаження на вісь не менше 22,5 тс;
- вузли і деталі вагонів, які експлуатуватимуться на українських залізницях, повинні бути виконані для діапазону

6.1. General requirements for wagon structures

One of the main tasks that need to be addressed when creating a fleet of 1520/1435 mm gauge wagons is the development of technical requirements for their designs in accordance with international agreements and standards. The technical requirements for wagons of this type must comply with the provisions of UIC, EN, TSI and OSJD standards, as well as with the regulatory documents in force on Ukrainian railways.

6.1.1. Main provisions

Wagons intended for intermodal and interoperable transportation of goods must meet the following basic requirements:

- wagons must have an all-metal load-bearing structure and be exclusively bogie design;
- wagons must be designed to allow a speed of at least 120 km/h in the empty and loaded states;
- wagons must be designed and manufactured based on ensuring a design axle load of at least 22.5 tons;
- components and parts of wagons that will be operated on Ukrainian railways must be designed for the operating temperature range from +40°C to -40°C;
- dimensional restrictions should be determined in accordance with UIC Leaflet 505-1 [121] and OSJD Leaflet 500 [122];

робочих температур від +40°C до -40°C;

– габаритні обмеження повинні визначатися за Пам'яткою UIC 505-1 [121] і Пам'яткою ОСЖД 500 [122];

– вагони та всі їхні вузли та деталі повинні відповідати нормативним вимогам і забезпечувати умови нормальної експлуатації на залізницях колій 1520 мм і 1435 мм;

– вагони мають переходити стики колії різної ширини або заміною візків, або використанням розсувних колісних пар;

– для вагонів необхідно передбачати можливість зчеплення як автоматичним зчепом, так і гвинтовою упряжжю;

– гальмівні системи вагонів повинні забезпечувати необхідні характеристики гальмування при русі в поїздах, що експлуатуються на залізницях з різною шириною колій.

При створенні механічної 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 механічної частини, які забезпечують безпеку руху, виготовлення цих вузлів та

– wagons and all their components and parts must comply with regulatory requirements and ensure the conditions for normal operation on railways of 1520 mm and 1435 mm gauge;

– wagons must cross track joints of different gauges either by replacing bogies or using gauge change wheelsets;

– wagons should be able to be coupled with both automatic coupler and screw coupler;

– braking systems of wagons should provide the necessary braking characteristics when running in trains operating on railways with different gauges of tracks.

When creating the mechanical part, the following procedure is recommended, which should be reflected in the technical specifications:

a) development of the structural scheme of the vehicle and conducting dynamic calculations and computer modeling to select the optimal characteristics;

b) design and calculations for strength and fatigue life of mechanical components that ensure traffic safety, manufacturing of these components and bench tests;

c) production of prototypes and their testing to assess the strength of load-bearing structural elements and the dynamic qualities of the

проведення стендових випробувань;

в) виготовлення дослідних зразків та проведення їх випробувань з метою оцінки міцності несівних елементів конструкції та динамічних якостей екіпажу в цілому;

г) приймальні випробування з метою перевірки механічної частини на відповідність вимогам технічного завдання.

6.1.1.1. Вимоги до конструкційної міцності. Умови міцності вагонів колії 1520/1435 мм визначаються залежно від їхньої конструкції й умов експлуатації і повинні відповідати нормативним вимогам залізниць колії 1520 мм і Пам'яток UIC і ОСЖД для вагонів колії 1435 мм. При цьому більш жорсткі вимоги мають пріоритетне значення.

При проєктуванні механічних частин вагонів повинна забезпечуватися 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 механічної частини повинна доводитися за допомогою розрахунків і/або випробувань [49, 50].

Випробування проводяться

vehicle as a whole;

d) acceptance tests to check the mechanical part for compliance with the requirements of the technical specifications.

6.1.1.1. Structural strength requirements. The strength conditions for 1520/1435 mm gauge wagons are determined depending on their design and operating conditions and must comply with the regulatory requirements of 1520 mm gauge railways and the UIC and OSJD Leaflets for 1435 mm gauge wagons. At the same time, stricter requirements take precedence.

When designing the mechanical parts of wagons, the required load-bearing capacity of the elements intended to support both ultimate and operational loads must be ensured. The load-bearing capacity of structural elements is assessed by the following values: safety factor with respect to permissible stresses; stability factor; durability or service life. The available load-bearing capacity of a mechanical part must be proved by means of calculations and/or tests [49, 50].

спеціальними акредитованими організаціями на залізницях колій як 1435 мм, так і 1520 мм за взаємоприйнятними методиками, що ґрунтуються як на використанні ДСТУ 7598-2014 [47], так і відповідних Пам'яток UIC і ОСЖД, в тому числі, спільної Пам'ятки UIC/ОСЖД 430-4 [123], Пам'ятки ОСЖД 516 [124], Пам'ятки UIC 577 [125].

Несівна здатність вагонних конструкцій при статичному навантаженні оцінюється за характеристиками напружено-деформованого стану і стійкості елементів вагона при дії нормативних статичних сил, які імітують основні експлуатаційні навантаження.

Несівна здатність вагонних конструкцій при ударному навантаженні оцінюється за характеристиками напружено-деформованого стану конструкції вагона при ударі в автозчеп із заданою силою або при певній швидкості співударяння. Як показники міцності розглядаються сумарні напруження від вертикального статичного навантаження бруто і від поздовжнього ударного навантаження. Оцінка циклічної і функціональної довговічності проводиться шляхом порівняння фактичного числа зіткнень, приведенного до еквівалентної сили удару, з базовим числом циклів.

Міцність від втомленості оцінюється за опором несівної

Tests are carried out by special accredited organizations on both 1435 mm and 1520 mm gauge railways according to mutually acceptable methods based on the use of both DSTU 7598-2014 [47] and the relevant UIC and OSJD Leaflets, including joint UIC/OSJD Leaflet 430-4 [123], OSJD Leaflet 516 [124], and UIC Leaflet 577 [125].

The bearing capacity of wagon structures under static loading is assessed by the characteristics of the stressed-deformed state and stability of wagon elements under the action of standard static forces that simulate the main operational loads.

The bearing capacity of wagon structures under impact loading is assessed by the characteristics of the stressed-deformed state of the wagon structure when hitting the automatic coupler with a given force or at a certain impact speed. The total stresses from the vertical static gross load and the longitudinal impact load are considered as strength indicators. Cyclic and functional durability is assessed by comparing the actual number of collisions, reduced to an equivalent impact force, with the base number of cycles.

The fatigue is assessed by the resistance of the load-bearing structure of the wagon as a whole

конструкції вагона в цілому і його вузлів при заданих режимах вібраційного або ударного навантаження в процесі стендових випробувань. Отримані в результаті обробки даних стендових випробувань на втому значення меж витривалості в сукупності із значеннями приведенних еквівалентних динамічних напружень, отриманих розрахунковим шляхом або за даними ходових міцнісних випробувань, використовуються для визначення коефіцієнтів запасу опору втомі конструкції.

Оцінка несівної здатності вагонних конструкцій повинна ґрунтуватись на таких положеннях:

а) забезпечення збереження несівної здатності конструкції при граничному навантаженні;

б) прийнятий запас міцності повинен бути таким, щоб при частковому перевищенні граничного навантаження не відбувались руйнування та зломи несівних елементів;

в) конструкційна жорсткість повинна бути такою, щоб деформації під динамічним навантаженням за власними частотами залишалися в допустимих межах, відповідаючи експлуатаційним вимогам;

г) циклічні навантаження мають витримуватися протягом призначеного терміну служби (довговічності або ресурсу) без ушкодження конструкції.

and its components under specified modes of vibration or shock load in the process of bench tests. The values of endurance limits obtained as a result of fatigue bench test data processing, together with the values of reduced equivalent dynamic stresses obtained by calculation or from running strength test data, are used to determine the fatigue resistance factors of a structure.

The assessment of the load-bearing capacity of the wagon structures should be based on the following provisions:

- a) ensuring that the load-bearing capacity of the structure is maintained at the ultimate load;
- b) the accepted safety margin should be such that in case of partial exceeding of the ultimate load, no destruction and fractures of load-bearing elements occur;
- c) structural stiffness should be such that deformations under dynamic loading at natural frequencies remain within permissible limits, meeting operational requirements;
- d) cyclic loads must be withstood during the designated service life (durability or service life) without damage to the structure.

Для всіх статичних і динамічних умов міцності вагонів, що розглядаються, діють допустимі навантаження, передбачені Пам'яткою UIC 577 і нормами для вагонів колії 1520 мм. Під час проєктування вагонів та їхніх випробувань враховуються вимоги нормативних документів залізниць колії 1435 мм і колії 1520 мм.

Оцінка міцності несівних елементів конструкції вагонів здійснюється за допомогою розрахунків і випробувань. Деталі, які не піддаються однозначному розрахунку за загальновідомими методами, мають бути піддані випробуванням. Під час проєктування вагонів для перевезення небезпечних вантажів додатково враховуються приписи RID і СМГС.

Рама вагона проєктується таким чином, щоб без залишкових деформацій вона витримувала такі горизонтальні повздовжні навантаження:

- сили стиску величиною 3 МН, прикладені до задніх упорів автотзчепів;
- сили розтягу величиною 2,5 МН, прикладені до передніх упорів;
- сили стиску величиною 1 МН, прикладені за поздовжньою осью лінією кожного бічного буфера;
- сили стиску величиною 400 кН, прикладені за діагоналлю до поздовжніх осей ліній бічних

For all the static and dynamic strength conditions of the wagons under consideration, the permissible loads provided for in UIC Leaflet 577 and the standards for wagons with a gauge of 1520 mm apply. The design and testing of wagons takes into account the requirements of the regulatory documents of 1435 mm gauge and 1520 mm gauge railways.

The strength of the load-bearing elements of the wagons structure is assessed using calculations and tests. Parts that cannot be unambiguously calculated using well-known methods must be tested. When designing wagons for the transportation of dangerous goods, the requirements of RID and SMGS are additionally taken into account.

The wagon frame is designed to withstand the following horizontal longitudinal loads without residual deformation:

- compression forces of 3 MN applied to the rear stops of the automatic couplers;
- tensile forces of 2.5 MN applied to the front stops;
- 1 MN compression force applied along the longitudinal centerline of each side buffer;
- 400 kN compression force applied diagonally to the longitudinal centerline of the side buffers.

буферів.

При дії вертикальних навантажень, передбачених технічними нормами й умовами, зі збільшенням у 1,5 рази прогини щодо положення покою не може перевищувати 3 ‰ відстані між шворнями візків (з урахуванням контрпрогину).

Під час розрахунків потрібно також враховувати вертикальну динамічну добавку від дії сили інерції вантажу і кузова вагона, а також горизонтальні навантаження, що діють поперечно до колії. Для вагонів-цистерн, крім зазначених вище навантажень, у розрахунках враховується внутрішній тиск від гідравлічного удару.

Вагон колій 1520/1435 мм розраховується також на навантаження, що виникають під час підйому його кузова. Необхідно, щоб підлога вагона витримувала без залишкових деформацій такі навантаження:

- від автонавантажувачів - одночасне навантаження величиною 30 кН від кожного з двох передніх коліс за площі контакту колеса з підлогою 150×150 мм і середній міжцентровій відстані між колесами автонавантажувача в межах від 650 до 1000 мм;

- від автомобілів (тільки для вагонів-платформ) - навантаження величиною 65 кН від кожного здвоєного колеса при поверхні

When subjected to vertical loads provided for in the technical standards and conditions, with an increase of 1.5 times, the deflection of the frame relative to the resting position cannot exceed 3‰ of the distance between the bogie pins (taking into account the counter deflection).

During the calculations, it is also necessary to take into account the vertical dynamic addition due to the inertia of the cargo and the wagon body, as well as horizontal loads acting transversely to the track. For tank wagons, in addition to the above loads, the calculations take into account the internal pressure from hydraulic shock.

A wagon with gauges of 1520/1435 mm is also designed for loads arising from lifting its body. The floor of the wagon must be able to withstand such loads without residual deformation:

- from forklift truck – a simultaneous load of 30 kN from each of the two front wheels with a wheel-to-floor contact area of 150×150 mm and an average center distance between the wheels of the forklift truck between 650 and 1000 mm;
- from lorries (only for platform wagons) – a load of 65 kN from each twin wheel with a twin wheel surface of 700 cm² and a width of

здвоєного колеса 700 см^2 і ширині приблизно 200 мм.

Вагон також розраховується на розтягнення-стиснення поздовжніми силами величиною 1 МН при швидкостях руху до 120 км/год. При цьому напруження в несівних елементах вагонних конструкцій не мають перевищувати допустимих.

Матеріали для несівних елементів конструкції вагона повинні мати достатній опір втомі, підвищену стійкість до в'язкого руйнування, забезпечувати повільний розвиток тріщин [47].

Мінімальне значення ударної в'язкості повинне визначатися для нелегованих і низьколегованих конструкційних сталей високонавантажених деталей з товщиною листів більшою за 4 мм при мінус 40^0 C .

Основні елементи кузова, рами, важільної передачі гальма повинні виготовлятися із марок сталей з границею текучості $390\text{--}450 \text{ Н/мм}^2$, які за своїми характеристиками (корозійна якість, зварюваність) відповідають вимогам вагонобудування.

Матеріали, які застосовуються для зварювання, повинні забезпечувати механічні властивості наплавленого металу не гірші, ніж механічні властивості основного металу.

Мінімальні значення ударної в'язкості нелегованих конструкційних сталей, визначені при температурі мінус 40^0 C ,

approximately 200 mm.

The wagon is also designed to withstand tensile-compressive longitudinal forces of 1 MN at speeds up to 120 km/h. At the same time, the stresses in the load-bearing elements of the wagon structure must not exceed the permissible stresses.

The materials for the load-bearing elements of the wagon structure must have sufficient fatigue resistance, increased resistance to ductile fracture, and ensure slow crack development [47].

The minimum value of impact toughness should be determined for unalloyed and low-alloyed structural steels of highly loaded parts with sheet thicknesses greater than 4 mm at minus 40^0 C .

The main elements of the body, frame, and brake lever gear should be made of steel grades with yield strength of $390\text{--}450 \text{ N/mm}^2$, which meet the requirements of wagon building in terms of their characteristics (corrosion quality, weldability).

The materials used for welding must ensure that the mechanical properties of the welded metal are not worse than those of the base metal.

The minimum impact strength

повинні співвідноситись з відповідними значеннями згідно EN 10025.

6.1.1.2. Вимоги до обладнання.

На рамах вагонів повинні бути передбачені місця для підйому вагонів в завантаженому або порожньому станах. Конструкція повинна забезпечувати підйом порожнього вагона по кінцях шворневих балок. Для підйому на рейки вагонів в завантаженому або порожньому станах на буферному брусі рами в районі кріплення буферів повинні бути передбачені місця для підйому.

Вагони повинні бути придатні для перевезення на залізничних поромках. Для закріплення на поромках вагони колій 1520/1435 мм оснащуються з кожного боку, як мінімум, чотирма кріпильними кільцями. Кінцеві кільця розміщують на відстані максимум 2000 мм від буферного бруса. Кріпильні кільця слід встановлювати, за можливості, на однакових відстанях.

Вагони оснащуються згідно з відповідними Пам'ятками UIC і ОСЖД підніжками і поручнями для працівника маневрової бригади, які встановлюють по кінцях вагонів. Крім того, на кожній стороні вагона по діагоналі праворуч передбачені підніжки і поручні відповідно до норм для залізниць колії 1520 мм.

values of unalloyed structural steels determined at a temperature of minus 40⁰ C must be in line with the corresponding values in accordance with EN 10025.

6.1.1.2. Requirements for

equipment. The wagon frames must have places for lifting wagons in loaded or empty states. The design must provide for lifting an empty wagon along the ends of the pivot beams. For lifting wagons on the rails in loaded or empty states, lifting points must be provided on the buffer bar of the frame in the area of the buffers.

Wagons must be suitable for transportation by railway ferries. To secure the wagons on ferries, 1520/1435 mm gauges wagons are equipped with at least four fastening rings on each side. The end rings are placed at a maximum distance of 2000 mm from the buffer bar. The lashing rings should be installed at the same distance as far as possible.

The wagons are equipped in accordance with the relevant UIC and OSJD Leaflets with footrests and handrails for the shunting crew, which are installed at the ends of the wagons. In addition, on each side of the wagon, diagonally on the right, there are footrests and handrails in accordance with the standards for

Крім того, на кожній стороні вагона по діагоналі справа слід передбачити підніжки і поручні відповідно до норм для залізниць колії 1520 мм. Поручні, підніжки та інше обладнання при їх кріпленні повинні унеможливити мимовільне відгвинчування гайок, болтів тощо.

Вагони колії 1520/1435 мм оснащуються також канатними гаками, що передбачаються для переміщення за допомогою канату і відкотної лебідки. Кожен канатний гак і його кріплення до рами вагона пристосовуються для сприйняття розтягувальної сили 100 кН, що діє назовні під кутом 30° до осі колії.

Обладнання вагонів перехідними пристроями повинно здійснюватися з урахуванням експлуатаційних вимог на залізницях колії 1435 мм. На обох торцевих сторонах вагонів повинні бути передбачені кронштейни сигнальних ліхтарів.

На вагонах з колодковими гальмами і підлогами з горючих матеріалів повинні бути передбачені іскрозахисні листи. Ця вимога також поширюється на платформи без підлоги або з несуцільною підлогою в зоні гальмівних колодок за винятком вагонів, призначених виключно для перевезення металургійних виробів.

Конструкція вагонів повинна виключати накопичення статичної електрики і забезпечувати

railways with a gauge of 1520 mm. In addition, on each side of the wagon diagonally to the right, footrests and handrails should be provided in accordance with the norms for railways of the 1520 mm track gauge. Handrails, footboards and other equipment must be fastened in such a way that nuts, bolts, etc. cannot be unscrewed spontaneously.

Wagons of 1520/1435 mm gauges are also equipped with rope hooks, which are provided for movement with the help a rope and a reciprocating winch. Each rope hook and its attachment to the railway wagon frame are adapted to withstand a tensile force of 100 kN acting outward at an angle of 30° to the track axis.

The equipment of wagons with transitional devices should be carried out taking into account the operational requirements on railways with a gauge of 1435 mm. Brackets for signal lights must be provided on both end sides of the wagons.

Spark protection sheets must be provided on wagons with shoe brakes and floors made of combustible materials. This requirement also applies to platforms without a floor or with a non-continuous floor in the brake shoe area, except for wagons intended exclusively for the

електричну провідність при падінні контактного дроту на вагон на електрифікованих ділянках. Тому необхідно дотримуватися положення з заземлення металевих елементів вантажних вагонів.

6.1.1.3. Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища. Конструкція вагонів та їх складових частин повинні забезпечувати безпеку роботи обслуговуючого персоналу, вільний доступ при обслуговуванні, огляді і ремонті.

Кріплення поручнів, підніжок і іншого устаткування повинно виключати мимовільне відгвинчування гайок, болтів тощо.

Виступаючі деталі конструкції вагонів і підвагонного устаткування не повинні мати гострих ребер і кутів, які можуть травмувати обслуговуючий персонал.

У правилах експлуатації нових вагонів слід передбачити простір для зчіплювача вагонів (бернський прямокутник). Механізм розчеплення автозчеплення повинен розміщуватись таким чином, щоб, по-перше, за будь-якого положення його рукоятки зчіплювач міг безпечно зайняти кінцеву підніжку і залишити її, навіть під час руху вагона, і, по-друге, щоб розчеплення було забезпечено без

transportation of metallurgical products.

The design of wagons must exclude the accumulation of static electricity and ensure electrical conductivity when the contact wire falls on the wagon in electrified areas. Therefore, it is necessary to comply with the provisions for grounding the metal elements of freight wagons.

6.1.1.3. Safety and environmental protection requirements. The design of wagons and their constituent parts must ensure the safety of the operating personnel, free access for during maintenance, inspection and repair.

The fastening of handrails, footrests and other equipment must exclude spontaneous loosening of nuts, bolts, etc.

The protruding parts of the construction of wagons and undercarriage equipment must not have sharp edges and corners that could injure the operating personnel.

The operating rules for new wagons should provide space for a wagon shunter (Bernese rectangle). The uncoupling mechanism of the automatic coupler must be located in such a way that, firstly, at any position of its handle, the shunter can safely

заходу в міжвагонний простір.

Вагони повинні мати пристрої, що оберігають від падіння на колію всіх шарнірно-закріплених складальних одиниць і деталей гальмівного устаткування.

Всі запобіжні пристрої повинні мати необхідний запас міцності, що забезпечує запобігання падінню деталей на колію при обриві їх кріплення.

Візки повинні бути обладнані типовими пристроями, що запобігають випаданню валика підвіски гальмівного башмака на колію.

Органи управління пристроями вагонів (штурвали, рукоятки, перемикачі тощо) повинні розташовуватися на відстані не менше 0,15 м від незакритих рухомих частин конструкції і не менше 0,04 м від нерухомих елементів конструкції і мати написи, що вказують на послідовність дій з управління.

Конструкція вагонів повинна унеможливити забруднення навколишнього природного середовища при їх експлуатації, ремонті і утилізації.

Постачальник повинен продемонструвати можливість зведення до мінімуму шкідливої дії на навколишнє середовище під час експлуатації, зберігання і утилізації матеріалів, необхідних для складання, ремонту й утилізації вагона та його систем.

take up the end footrest and leave it, even while the wagon is moving, and, secondly, that uncoupling can be ensured without entering the inter-wagon space.

Wagon must be equipped with devices that prevent all hinged assembly units and parts of brake equipment from falling onto the track.

All safety devices must have the necessary margin of safety to prevent parts from falling onto the track in the event of a break in their fastening.

The bogies must be equipped with standard devices to prevent the brake shoe suspension roller from falling onto the track.

Controls for wagon devices (steering wheels, handles, switches, etc.) must be located at a distance of at least 0.15 m from uncovered moving parts of the structure and at least 0.04 m from fixed structural elements and have inscriptions indicating the sequence of control actions.

The design of the wagons must make it impossible to pollute the environment during their operation, repair and disposal.

The supplier must demonstrate the possibility of minimizing the harmful effects on the

environment during operation, storage and disposal of materials required for the assembly, repair and disposal of the railway wagon and its systems.

6.1.2. Габаритні обмеження

До габаритів рухомого складу, що допускається до обертання як залізницями колії 1520 (1524) мм, так і залізницями колії 1435 мм відносяться чотири габарити: 1-ВМ, 0-ВМ, 02-ВМ та 03-ВМ.

Габарит 1-ВМ, як найбільш ємний, допускає обертання рухомого складу всією мережею залізниць колії 1520 (1524) мм та досить обмежене – тільки магістральними та деякими іншими лініями залізниць країн-членів ОСЖД, що використовуються для міжнародних сполучень.

Габарит 0-ВМ встановлюється для рухомого складу, який допущено до обертання як всією мережею залізниць колії 1520 (1524) мм, так і всіма основними лініями залізниць-членів ОСЖД колії 1435 мм з незначними обмеженнями лише на окремих ділянках.

Габарит 02-ВМ встановлено для рухомого складу, який допускається до обертання як всією мережею залізниць колії 1520 (1524) мм, так і всіма залізницями ОСЖД колії 1435 мм.

Габарит 03-ВМ встановлено для рухомого складу, який допускається до обертання як

6.1.2. Gauge restrictions

The dimensions of rolling stock allowed for circulation both on the railways of the 1520 (1524) mm gauge and on the railways of the 1435 mm gauge include four dimensions: 1-BM, 0-BM, 02-BM and 03-BM.

The 1-BM gauge, being the most capacious, allows rolling stock to be rotated on the entire network of 1520 (1524) mm gauge railways and is rather limited – only on the main lines and some other lines of the railways of the OSJD member countries used for international traffic.

The 0-BM gauge is set for rolling stock that is allowed to run on the entire 1520 (1524) mm gauge network and on all main lines of the 1435 mm gauge railways of the OSJD member states with minor restrictions only on certain sections.

The 02-BM gauge is set for rolling stock, which is allowed to rotate both on the entire network of railways with a gauge of 1520 (1524) mm, and on all railways of the OSJD with a gauge of 1435 mm.

всією мережею залізниць колії 1520 (1524) мм, так і залізницями колії 1435 мм європейських та азійських країн. Отже, можна констатувати, що габарит 03-ВМ є практично універсальним для рухомого складу, призначеного для інтероперабельних перевезень.

Вагони колій 1520/1435 мм повинні виконуватись в габариті 03-ВМ або в габариті згідно з Пам'яткою UIC 505-1. В технічно та економічно обґрунтованих випадках можливе виконання вагонів в розширених кінематичних габаритах GA, GB чи GC згідно з Пам'яткою UIC 506 (за окремим замовленням). Як засвідчує вказана Пам'ятка, габарит GA є чинним на всіх залізницях UIC. Габарит GB, контур якого є більш ємним, ніж габарит GA, є чинним для короткочасних чи середньочасових проєктів на найбільшій кількості ліній в сполученні цілісних територій. Контур габариту GC є більш широким, ніж контури двох попередніх габаритів та є чинним для нових та більшості проєктів окремих реконструйованих існуючих ліній.

Поодинокі вагони колії 1520/1435 мм повинні забезпечувати проходження кривих радіусом 60 м як у порожньому, так і у навантаженому стані. Під час прямування у складі поїзда на мережі залізниць колії 1435 мм вагони колії 1520/1435 мм повинні

The gauge 03-BM is set for rolling stock, which is allowed to rotate both on the entire network of 1520 (1524) mm gauge railways and on 1435 mm gauge railways of European and Asian countries. So, it can be stated that the gauge 03-BM are practically universal for rolling stock intended for interoperable transportation.

Wagons with gauges of 1520/1435 mm should be manufactured in the 03-BM gauge or in the gauge according to UIC Leaflet 505-1. In technically and economically justified cases, it is possible to produce wagons in extended kinematic dimensions GA, GB or GC in accordance with UIC Leaflet 506 (on request). According to the above-mentioned Leaflet, GA gauge is valid on all UIC railways. The GB gauge, whose contour is more capacious than the GA gauge, is valid for short- or medium-term projects on the largest number of lines connecting entire territories. The GC gauge contour is wider than the contours of the two previous gauges and is applicable for new and most projects of individual reconstructions of existing lines.

Single wagons of 1520/1435 mm gauges must be able to pass curves with a radius of 60 m both in the empty and loaded states. When traveling as part of a train on the 1435 mm gauge railway network,

забезпечувати як у порожньому, так і у навантаженому станах проходження:

- S-подібних кривих радіусом 190 м без прямої вставки;
- S-подібних кривих радіусом 150 м з прямою вставкою довжиною 6 м;
- S-подібних кривих радіусом 120 м з прямою вставкою довжиною 20 м.

Під час прямування в поїздах залізницями колії 1520 мм вагони з великими лінійними розмірами (база вагона понад 16 м, довжина вагона по осях зчеплення автозчепів понад 21 м) повинні забезпечувати як у порожньому, так і у навантаженому станах проходження:

- перехідної вставки від прямих до криволінійних ділянок колії радіусом 110 м без перехідного радіуса;
- S-подібної кривої радіусом 160 м без прямої вставки.

Вагони в зчепленому стані повинні забезпечувати можливість проходження через сортувальні гірки з профілем згідно з Пам'яткою UIC 522 [126] та з профілем згідно з Додатком 2 Пам'ятки ОСЖД 516.

Конструкція і монтаж зчеплення повинні забезпечувати безаварійне проходження вагонів у складі поїзда, поромними під'їздами під кутом перелому $2^{\circ}30'$ та при максимальному їх перекосі в 5° на 24 м довжини.

Вагони повинні забезпечувати

1520/1435 mm gauges wagons must provide passage both in empty and loaded states:

- S-shaped curves with a radius of 190 m without a straight insert;
- S-shaped curves with a radius of 150 m with a straight insert 6 m long;
- S-shaped curves with a radius of 120 m with a straight insert 20 m long.

When traveling in trains on 1520 mm gauge railways, wagons with large linear dimensions (wagon base over 16 m, wagon length along the axles of coupling of wagon couplers over 21 m) must ensure passage both in the empty and loaded states:

- transition insert from straight to curved track sections with a radius of 110 m without a transition radius;
- S-shaped curve with a radius of 160 meters without a straight insertion.

Wagons in the coupled state must ensure the possibility of passing through incline (for train sorting) with a profile in accordance with UIC Leaflet 522 [126] and with a profile in accordance with Appendix 2 of OSJD Leaflet 516.

The design and installation of the coupling must ensure trouble-free passage of wagons as part of a train, through ferry approaches at a bending angle of $2^{\circ}30'$ and with

здатність до перевезень залізничними поромами з шириною колії, характерною для поромів. Вагони, що повинні прийматись без окремої спеціальної домовленості, повинні забезпечувати можливість проїзду кривих ділянок колії та кутів надлому, які вказані для відповідних поромів у Додатку 3 Пам'ятки ОСЖД 516 або в Пам'ятці UIC 507 [127].

Найменші допустимі вертикальні будівельні розміри вагона, що проєктується, в нижній частині повинні визначатися шляхом збільшення вертикальних розмірів нижньої частини відповідного габариту вагонів на величину можливого в експлуатації статичного паралельного пониження вагона внаслідок максимально нормованого зносу ходових частин, а для обресорених частин і внаслідок максимальної осадки ресор під розрахунковим навантаженням в статичному положенні. При цьому висота вантажних вагонів з підвищеною гнучкістю ресорного підвішування, при необхідності, встановлюється з урахуванням кінематичних методів вписування.

Рухомий склад, який допускається до безперешкодного обертання всіма ділянками залізниць UIC та ОСЖД, повинен відповідати вимогам кінематичного габариту UIC або статичному габариту ОСЖД 03-ВМ. Цією ж Пам'яткою встановлено методи

a maximum skew of 5° per 24 m of length.

The wagons must be capable of being transported by railway ferries with a gauge typical for ferries. Wagons that are to be accepted without a separate special arrangement must be able to pass the curves and break angles specified for the respective ferries in Appendix 3 of OSJD Leaflet 516 or UIC Leaflet 507 [127].

The smallest permissible vertical construction dimensions of the designed wagon in the lower part should be determined by increasing the vertical dimensions of the lower part of the corresponding wagon size by the amount of static parallel lowering of the wagon possible in operation due to the maximum normalized wear of the running gears, and for leaf sprung parts, due to the maximum spring settling under the design load in a static position. At the same time, the height of freight wagons with increased flexibility of spring suspension, if necessary, is set taking into account kinematic methods of fitment.

Rolling stock that is allowed to run freely on all sections of the UIC and OSJD railways must meet the requirements of the UIC kinematic gauge or the OSJD static gauge 03-ВМ. The same

розрахунку з визначення допустимих поперечних розмірів вагонів за кінематичним габаритом.

Доцільність переходу до використання кінематичних габаритів та здійснення відповідних розрахунків впливає з тих підходів, що статичним габаритам властива певна спрощеність, оскільки ними враховується тільки частина характеристик рухомого складу та колії при розрахунках допустимих розмірів рухомого складу та споруд. Так, зокрема, не враховується вплив на просторові переміщення таких фізичних параметрів, як гнучкість ресорного підвішування, висота центру мас, обресорена маса, швидкість руху, стан колії, які відіграють визначальну роль у встановленні обрисів рухомого складу в навколо колійному просторі.

Розгляд питання щодо застосування габаритів рухомого складу свідчить, що при проєктуванні нових вагонів для інтероперабельних перевезень, напевно, хибним був би підхід, який би однозначно декларував прагнення створювати вагони типу «Схід-Захід» в одному уніфікованому універсальному габариті, що забезпечувало би всюдихідність вагонів на всьому полігоні колій 1435 мм і 1520 мм. Розмаїття наявних габаритів спонукає, відповідно, і до створення певних груп вагонів,

Leaflet establishes calculation methods for determining the permissible transverse dimensions of wagons by kinematic gauge.

The expediency of switching to the use of kinematic dimensions and performing the relevant calculations stems from the fact that static dimensions are somewhat simplified, since they take into account only a part of the characteristics of rolling stock and track when calculating the permissible dimensions of rolling stock and structures. In particular, they do not take into account the impact on spatial movements of such physical parameters as spring suspension flexibility, center of mass height, unsprung weight, speed, track condition, which play a decisive role in establishing the outline of rolling stock in the track space.

Consideration of the use of rolling stock dimensions shows that when designing new wagons for interoperable transportation, it would probably be wrong to take an approach that would unambiguously declare the desire to create East-West wagons in one unified universal size, which would ensure the all-terrain capability of wagons throughout the 1435 mm and 1520 mm gauge tracks range. The variety of available gauges leads to the creation of certain groups of

диференційованих за габаритною ознакою, полігон обертання яких хоч і може бути в певній мірі обмеженим, однак з техніко-економічних міркувань виявиться найбільш доцільним.

6.1.3. Технічні рішення ударно-тягових пристроїв

Вагони, що експлуатуються на коліях 1435 мм і 1520 мм, оснащені різними ударно-тяговими пристроями, здатними забезпечити зчеплення вагонів в межах залізниць одного стандарту колії, але в цілому є деуніфікованими в сенсі можливості їх використання в інтероперабельному міжнародному сполученні.

У вагонах залізниць UIC функцію тягового вузла виконує гвинтовий зчеп, а у якості ударного пристрою застосовуються буфери. Тяговий пристрій з гвинтовим зчепом забезпечує безпеку руху поїздів масою 2700...2800 т. Міцність гвинтової стяжки відповідає навантаженню силами до 850 кН, а тягового гака – до 1000 кН. Так само, як і в буферних пристроях, тягові зчепи обладнуються амортизаторами різних типів, включаючи еластомерні. Амортизатори тягових пристроїв повинні мати початкову затяжку силою 10...20 кН і прикінцеву силу – 400...550 кН при ході 50...60 мм.

При з'єднанні вагонів, які обладнано гвинтовими зчепами,

wagons, differentiated by gauge, whose range of operation, although limited to some extent, will be the most appropriate for technical and economic reasons.

6.1.3. Technical solutions for draft gear and couplings

Wagons operating on tracks of the 1435 mm and 1520 mm gauges are equipped with different draft gear and couplings capable of ensuring the coupling within the railways of the same gauge standard, but they are generally de-unified in terms of the possibility of their use in interoperable international traffic.

In UIC wagons, the function of the traction unit is performed by a screw coupling, and buffers are used as an absorber device. The coupling system with a screw coupling ensures the safety of trains weighing 2700...2800 tons. The strength of the screw coupler corresponds to a load of up to 850 kN, and the strength of the traction hook – up to 1000 kN. As with buffers, couplings are equipped with absorber devices of various types, including elastomeric ones. The absorber devices of coupling systems should have an initial tightening force of 10...20 kN and a final force of 400...550 kN with a stroke of 50...60 mm.

When connecting wagons equipped with screw couplers,

вони стикаються буферами і утримуються у такому положенні. Зчіплювач заходить у безпечну зону між вагонами, так званий бернський прямокутник, знімає з підвіски одну зі скоб, накидає її на протилежний гак і за допомогою рукоятки двобічного гвинта стягує зчеп. Після цього з'єднуються гальмівні рукава і відкриваються кінцеві крани. Приклад зчеплення вагонів за допомогою гвинтового зчіпного пристрою наведено на рис. 6.1.

they are pushed together by buffers and held in this position. The shunter enters the safe zone between the wagons, the so-called Bernese rectangle, removes one of the brackets from the suspension, throws it over the opposite hook, and tightens the coupling using the handle of the double-sided screw. After that, the brake hoses are connected and the end cranes are opened. An example of coupling wagons using a screw coupler is shown in Fig. 6.1.



Рис. 6.1. Зчеплення суміжних вагонів гвинтовою стяжкою
Fig. 6.1. Coupling adjacent wagons with a screw coupler

На залізницях колії 1520 мм практично весь рейковий рухомий склад оснащено автозчепом типу СА-3 з опором на розрив і стиснення 2500 кН.

Пристосування вантажних вагонів, для перевезень залізницями з коліями, що різняться за шириною, вимагає пошуків раціональних технічних

On railways with a gauge of 1520 mm, almost all rail rolling stock is equipped with a SA-3 type coupler with a tensile and compressive strength of 2500 kN.

The adaptation of freight wagons for transportation by railways with different gauges requires the search for rational technical

рішень щодо сумісності ударно-тягових приладів.

6.1.3.1. Варіанти зчеплень вантажних вагонів. Зчеплення вантажних вагонів на пунктах стикування ліній з різною шириною колії може здійснюватися по одному з нижченаведених варіантів:

а) застосування проміжних вагонів або кінцевих вагонів в складі поїзда;

б) повна або часткова заміна ударно-тягових вузлів;

в) застосування універсальної головки автозчепу розробленої французькою фірмою Les Apparails Ferroviaires (LAF).

Принцип зчеплення відповідно до варіанта «а» показано на рис. 6.2 [128]. Цей принцип стосується організації перевезень і реалізується в групах вагонів без можливості їхнього роз'єднання, що призводить до певних утруднень в експлуатації. Суть даного варіанта полягає в тому, щоб увімкнути в групу вагонів так званий проміжний (перехідний) вагон або обладнати кінцеві вагони автозчепом СА-3 на одному з буферних брусів, а на іншому – гвинтовим зчепом UIC з буферами. За таким способом включалися групи цистерн фірми DEC в поїзди на українських залізницях, як це описано в підрозділі 1.1.

solutions for the compatibility of draft gear and coupling systems.

6.1.3.1 Options for coupling freight wagons. Freight wagons may be coupled at the points of junction of lines with different track gauges according to one of the following options:

a) use of intermediate wagons (IW) or end wagons (EW) in the train;

b) full or partial replacement of the draft gear and couplings;

c) use of a universal coupler head developed by the French company Les Apparails Ferroviaires (LAF).

The principle of coupling in accordance with option «a» is shown in Fig. 6.2 [128]. This principle relates to the organization of transportation and is implemented in groups of wagons without the possibility of their disconnection, which leads to certain difficulties in operation. The essence of this option is to include a so-called intermediate (transitional) wagon in the group of wagons or to equip the end wagons with a SA-3 automatic coupler on one of the buffer bars and a UIC screw coupler with buffers on the other. This method was used to connect groups of DEC tank wagons to trains on Ukrainian railways, as described in subsection 1.1.

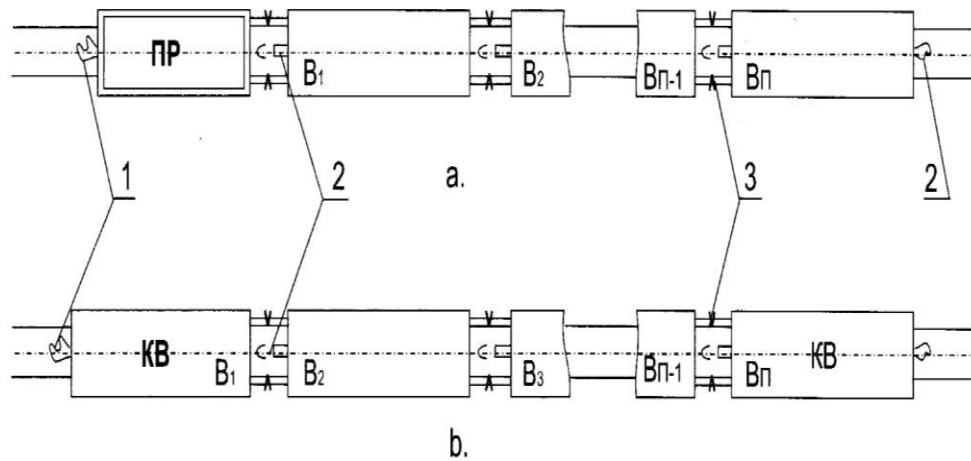


Рис. 6.2. Схеми зчеплення групи вагонів шляхом включення до складу проміжних вагонів – ПР (а) або кінцевих вагонів – KB (b):

1 – автозчеп СА-3; 2 – гвинтовий зчеп UIC; 3 – буфери

Fig. 6.2. Schemes of coupling a group of wagons by including intermediate wagons – IW = ПР (a) or end wagons – EW = KB (b):

1 – SA-3 automatic coupler; 2 – UIC screw coupler; 3 – buffers

У випадку застосування варіанта «б» потрібне спеціальне оснащення пунктів перестановки вагонів, що дозволяє швидку заміну вузла. Це рішення вимагає:

– наявності на ППВ

різноманітних асортиментів вузлів і частин відповідно до умов і вимог, що діють на залізницях колій 1520 мм і 1435 мм;

– оснащення ППВ складним і дорогим устаткуванням, що дозволяє установку й демонтаж головки зчепу СА-3 і буферів, а також тягового вузла;

– тривалих простоїв вагонів ППВ через трудомісткість виконуваних операцій.

In the case of option «b», special equipment is required at the wagon rearrangement points to allow for quick replacement of the unit. This solution requires:

– the availability of various assortments of assemblies and parts on the WRP in accordance with the conditions and requirements applicable to

railways of 1520 mm and 1435

mm gauge tracks;

– equipping the WRP with complex and expensive equipment that allows installation and dismantling of the CA-3 coupling head and buffers, as well as the traction unit;

– long downtime of the WRP wagons due to the labor intensity of the operations performed.

Варіант «в» передбачає застосування універсальної головки зчепу фірми LAF (рис. 6.3), що дозволяє пряме з'єднання з автоматичним зчепом СА-3. З'єднання вагона, оснащеного головкою LAF, з вагоном із гвинтовим зчепом UIC дозволяє спеціальний гвинтовий зчеп. З'єднання двох вагонів, оснащених головками LAF і буферами, можуть бути реалізовані на прямих ділянках колії. Зчеплення в кривих ділянках колії можливе лише для радіуса більше 150 м.

Option «с» involves the use of a universal coupling head made by LAF (Fig. 6.3), which allows direct connection to the CA-3 automatic coupler. A special screw coupler is used to connect a wagon equipped with the LAF head to a wagon with a UIC screw coupler. Couplings of two wagons equipped with LAF heads and buffers can be realized on straight sections of track. Coupling in curved track sections is only possible for radii greater than 150 meters.

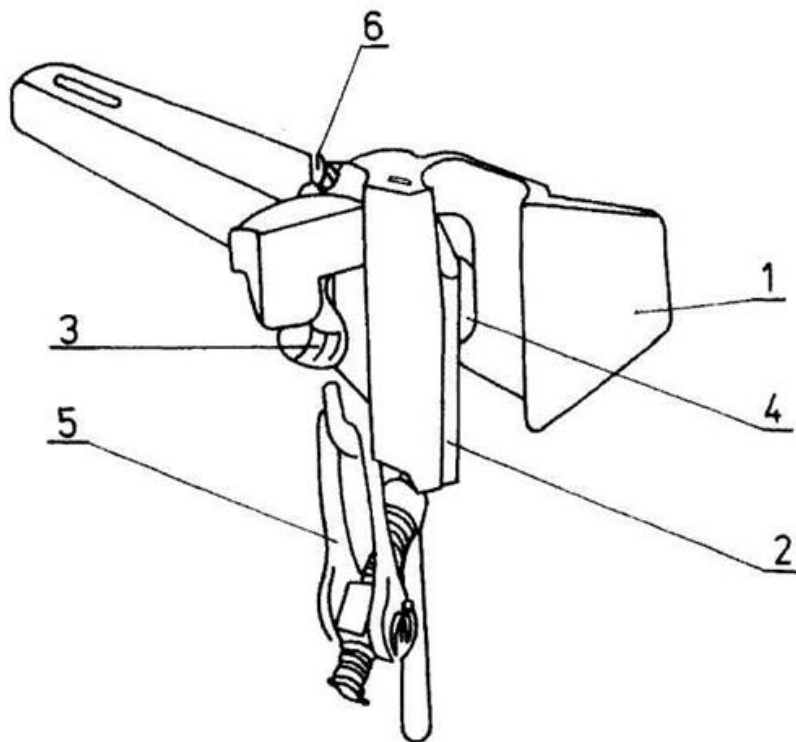


Рис. 6.3. Зчеп типу «U» фірми LAF:

- 1 – головка; 2 – замок автозчепу; 3 – замок-тримач; 4 – захист;
5 – спеціальний гвинтовий зчеп; 6 – оптична індикація з важелем

Fig. 6.3. LAF type «U» coupler:

- 1 – head; 2 – coupler lock; 3 – lock-holder; 4 – protection;
5 – special screw coupler; 6 – optical indication with lever

Оригінальне технічне рішення змішаного зчеплення для вагонів типу «Схід-Захід» розроблено фірмою KAMAX SA. Основу цього рішення становить застосування так званих висувних буферів (рис. 6.4). Такі буфери мають два положення:

- буфери висунуті (довге положення – 620 мм) – для спільної роботи з гвинтовою стяжкою;
- буфери засунуті (коротке положення) у випадку, коли вагон обладнано зчепом СА-3 або зчепом LAF. При цьому повинна гарантуватись нормальна робота вагонів з'єднаних автозчепами без дотикання тарілок буферів за будь-яких експлуатаційних умов.

На рис. 6.4 і 6.5 показано схеми з'єднання вагонів, обладнаних тягово-ударними приладами різних типів.

The original technical solution of mixed coupling for East-West wagons was developed by KAMAX SA. The basis of this solution is the use of so-called retractable buffers (Fig. 6.4). These buffers have two positions:

- extended buffers (long position - 620 mm) - for joint operation with a screw coupler;
- buffers are retracted (short position) when the wagon is equipped with a SA-3 coupler or a LAF coupler. In this case, the normal operation of wagons connected by couplers without contacting the buffer plates under any operating conditions must be guaranteed.

Figures 6.4 and 6.5 show the connection schemes of wagons equipped with traction and shock devices of various types.

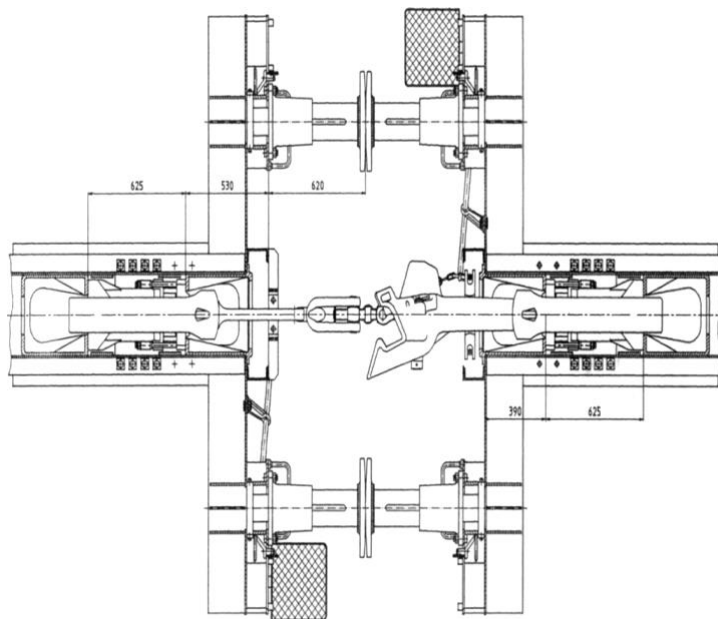


Рис. 6.4. З'єднання гібридного зчепу з гвинтовим зчепом
Fig. 6.4. Connecting the hybrid coupler to the screw coupler

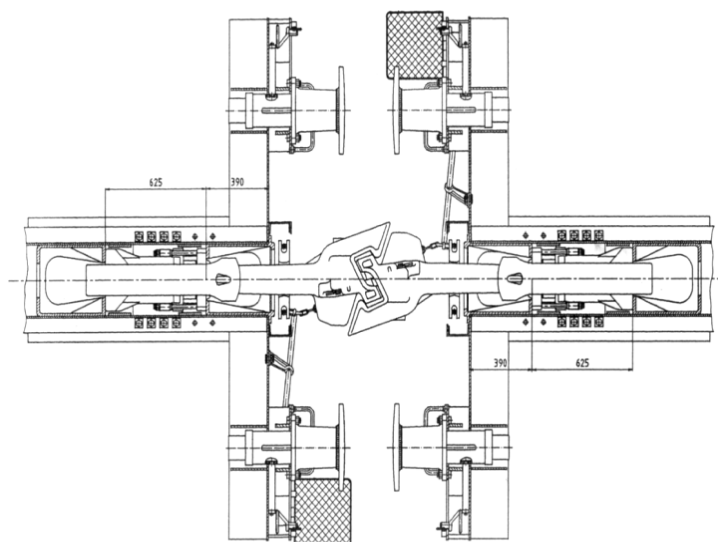


Рис. 6.5. З'єднання гібридного зчепу з автозчепом СА-3
Fig. 6.5. Connecting a hybrid coupler to a SA-3 automatic coupler

Щодо монтажу ударно-тягових пристроїв Пам'яткою ОСЖД 516 передбачається забезпечення висоти осьової лінії зчеплення над головкою рейки в стані спокою в значеннях від 1040 до 1060 мм для нового вагона в порожньому стані. Висота осьової лінії бокового буфера над головкою рейки в стані спокою повинна становити максимум 1065 мм для нового вагона в порожньому стані та мінімум 950 мм для повністю завантаженого вагона та вагона з граничним зносом. Осьова лінія зчеплення автозчепу повинна знаходитися перед торцевими поверхнями буферних тарілок. Залежно від поздовжніх розмірів вагона, умов зчеплення і сил затягування, що виникають при цьому, рекомендується розмір від 25 до 60 мм між осьовою лінією зчеплення і площиною буферів.

Regarding the installation of impact and traction devices, OSJD Leaflet 516 provides for the height of the axial line of the coupling above the rail head at rest to be between 1040 and 1060 mm for a new wagon in an empty state. The height of the axial line of the side buffer above the rail head at rest should be a maximum of 1065 mm for a new wagon in an empty state and a minimum of 950 mm for a fully loaded wagon and a wagon with maximum wear. The axial line of coupling of the automatic coupler must be in front of the end surfaces of the buffer plates. Depending on the longitudinal dimensions of the wagon, the coupling conditions and the resulting tightening forces, a distance of 25 to 60 mm between the centerline of the coupling and the plane of the buffers is recommended.

6.1.3.2. Автозчепи змішаного типу. Застосування змішаного тягового зчепу (ЗТЗ) на залізницях колій 1520/1435 мм має давати змогу зчеплення вагонів обладнаних гвинтовою стяжкою і бічними буферами. Як і гвинтова стяжка ЗТЗ має витримувати тільки сили розтягування. Сили стиснення сприймаються бічними буферами. Пристрої ЗТЗ не повинні обмежувати вільне формування поїздів на залізницях колії 1520 мм і перешкоджати зчепленню двох рухомих одиниць з однаковими системами.

Усі необхідні для керування ЗТЗ дії мають надійно виконуватися одним працівником. Потрібний для цього час не має бути більшим, ніж час, що витрачається на сучасну систему гвинтового зчеплення.

До конструкції ЗТЗ висуваються вимоги простоти й обмеженості ваги. У зчепленому стані або після розчеплення ЗТЗ не повинен займати таке становище, в якому він може отримати пошкодження або яке може стати причиною пошкодження вагонів або їхніх частин, навіть якщо буфери повністю стиснуті. Зчеплення і розчеплення вагонів за допомогою ЗТЗ, а також проходження кривих, сортувальних гірок і поромних рамп мають бути можливими за тих самих умов, що й під час експлуатації гвинтового зчеплення.

6.1.3.2. Mixed type couplers. The use of a mixed traction coupler (MTC) on railways of 1520/1435 mm track gauge should allow coupling of wagons equipped with a screw coupler and side buffers. Like the screw coupler, the MTC must withstand tensile forces only. Compression forces are absorbed by the side buffers. MTC devices should not limit the free formation of trains on 1520 mm track gauge railways and prevent the coupling of two rolling units with the same systems.

All actions required to operate the MTC must be reliably performed by a single employee. The time required for this should not be longer than the time spent on a modern screw coupling system.

The design of the MTC must be simple and lightweight. In the coupled state or after uncoupling, the MTC must not be in a position where it can be damaged or that can cause damage to the wagons or their parts, even if the buffers are fully compressed. Coupling and uncoupling of wagons with the help of a MTC, as well as passing curves, sorting inclines and ferry ramps must be possible under the same conditions as during the operation of a screw coupling.

Spontaneous disengagement of the coupler and adverse effects on the

Не допускається мимовільне розчеплення ЗТЗ і несприятливий вплив на рух вагона. Слід виключити можливість пошкодження вагона, верхньої будови колії, вантажу внаслідок застосування ЗТЗ. У неробочому положенні ЗТЗ не повинен ускладнювати проведення застосовуваних на залізницях колії 1520 мм нормальних технологічних процесів технічного обслуговування і ремонту вагонів та перешкоджати експлуатації необхідних пристроїв і механізмів.

Характерною особливістю сучасних конструкцій західно-європейських автозчепів є те, що їхнє конструкційне виконання передбачає разом з механічним зчепленням вагонів ще й автоматичне сполучення пневматичних та електричних комунікацій. В результаті отримані складні, але технічно здійсненні конструкції автозчепів. Прикладом може служити розроблений та випробуваний в 1970-х роках на залізницях окремих країн так званий «єврозчеп», відомий ще під назвою Intermat (рис. 6.6).

movement of the wagon are not allowed. The possibility of damage to the wagon, track superstructure, and cargo as a result of the use of the coupling must be excluded. In the non-working position, the rolling stock should not complicate the normal technological processes of wagon maintenance and repair used on 1520 mm track gauge railways and should not interfere with the operation of the necessary devices and mechanisms.

A characteristic feature of modern Western European automatic couplers is that their design provides for the automatic connection of pneumatic and electrical communications in parallel with the mechanical coupling of wagons. As a result, complex, but technically feasible designs of automatic couplings were obtained. An example is the so-called «euro coupler», also known as Intermat, developed and tested in the 1970s on the railways of some countries (Fig. 6.6).



Рис. 6.6. Загальний вигляд автозчепу Intermat
Fig. 6.6. General view of the Intermat automatic coupler

Компанією Faiveley Transport Witten GmbH розроблено комбінований автозчеп С-АКv. Конструкція автозчепу С-АКv (Compact - Automatische Kupplung vereinfacht, компактне спрощене автозчеплення), заснована на можливості зчеплення як з гвинтовою стяжкою, так і з автозчепом СА-3. Зчеп С-АКv відображає концепцію використання автозчепу тільки як тягового зі збереженням бокових буферів для сприйняття ударних зусиль. Загальний вигляд модифікації С-АКv та поєднання вагонів у зчепленому стані автозчепом цієї конструкції наведено на рис. 6.7.

Faiveley Transport Witten GmbH has developed the C-AKv combination automatic coupler. The design of the C-AKv automatic coupler (Compact - Automatische Kupplung vereinfacht) is based on the ability to coupler both a screw coupler and a SA-3 coupler. The C-AKv coupler reflects the concept of using an automatic coupling only as a traction coupling with side buffers to absorb impact forces. The general view of the C-AKv modification and the combination of wagons in the coupled state with the automatic coupler of this design is shown in Fig. 6.7.



Рис. 6.7. Зчеп типу С-АКv
Fig. 6.7. Coupler of the C-AKv type

З інших конструкцій автозчепів, призначених для освоєння залізницями країн ЄС при переході на автоматичне зчеплення, відома також спільна розробка компаній DB AG і Knorr-Bremse AG – автозчеп Z-AK тягового типу (рис. 6.8). Він забезпечує виконання наступних функцій: автоматичне зчеплення вагонів; розчеплення вагонів вручну; автоматичне зчеплення і ручне розчеплення в кривих малого радіуса, для чого потрібна перестановка вручну в положення «довга»; автоматичне переключення в положення «коротка», при цьому вибираються зазори між буферами, яких не повинно бути під час руху; попереднє ручне розчеплення вагонів, які насувають на гірку; ручну установку в буферний режим.

Among the other designs of automatic couplers intended for use by EU railways in the transition to automatic coupling, there is also a joint development of DB AG and Knorr-Bremse AG – the Z-AK automatic coupler of the traction type (Fig. 6.8). It provides the following functions: automatic coupling of wagons; manual uncoupling of wagons; automatic coupling and manual uncoupling in small radius curves, which requires manual switching to the "long" position; automatic switching to the "short" position, at the same time, clearances between buffers are selected, which should not be during movement; preliminary manual uncoupling of wagons that are pushed onto the sorting incline; manual setting in buffer mode.

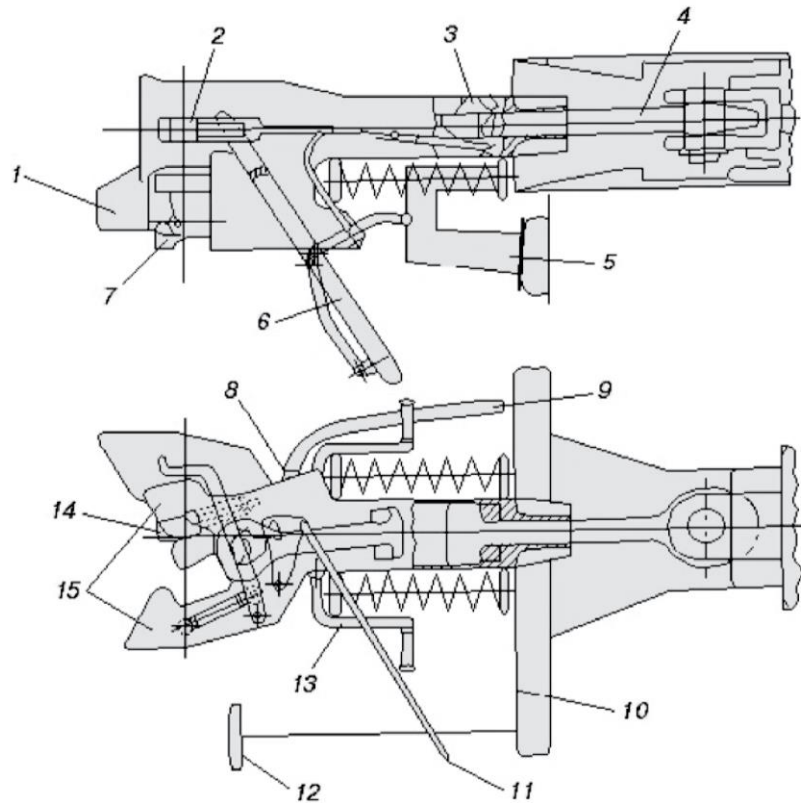


Рис. 6.8. Схема автозчепу Z-AK:

1 – головка зчепу з центрувальними поверхнями; 2 – механізм замка; 3 – пристрій автоматичної зміни положення «короткий-довгий»; 4 – плече зчепу; 5 – підвіска (центрувальний пристрій); 6 – тягове змішане зчеплення; 7 – повітряне зчеплення; 8 – змішане повітряне зчеплення; 9 – повітряний шланг; 10 – буферний брус вагона; 11 – привідний пристрій; 12 – бічний буфер; 13 – важіль змішаного зчеплення; 14 – центр зчеплення; 15 – великий і малий зуб

Fig. 6.8. Schematic of the Z-AK automatic coupler:

1 – coupling head with centering surfaces; 2 – locking mechanism; 3 – device for automatic change of position "short-long"; 4 – coupling arm; 5 – suspension (centering device); 6 – mixed traction coupling; 7 – air clutch; 8 – mixed air clutch; 9 – air hose; 10 – buffer bar of the wagon; 11 – drive device; 12 – side buffer; 13 – lever of the mixed clutch; 14 – clutch center; 15 – large and small tooth

Оскільки зчеп Z-AK в первинному вигляді не може співпрацювати разом зі зчепом СА-3, німецькі залізниці разом з фірмою Bergische Stahlindustrie

Since the Z-AK coupler in its original form cannot cooperate with the CA-3 coupler, German railways together with Bergische Stahlindustrie worked on a

проводили роботи зі створення перехідної модифікації зчепу. В ній використовувались деталі та конструктивні елементи зчепів СА-3 (головка та механізм блокування) та UIC-AK69e (стабілізуючий елемент). При використанні перехідного зчепу разом з гвинтовою стяжкою корпус автозчепу СА-3 кріпиться на крюку з можливістю відкидатись вниз (рис. 6.9). При цьому як у робочому, так і у відкинутому положенні головка зчепу закріплювалась спеціальними болтами.

transitional modification of the coupler. It used parts and structural elements of the CA-3 coupler (head and locking mechanism) and the UIC-AK69e coupler (stabilizing element). When using the adapter coupler together with a coupling screw, the body of the SA-3 coupler is mounted on a hook with the ability to tilt down (Fig. 6.9). In this case, both in the working and in the folded position, the coupler head was fixed with special bolts.



Рис. 6.9. Модифікація змішаного зчепу
Fig. 6.9. Modification of the mixed coupler

Подальший розвиток конструкцій автозчепів змішаного типу пов'язано з появою розмаїття вирішень автозчепних пристроїв для вагонів колії 1435 мм, у тому числі системи цифрового автоматичного зчеплення (DAC), що об'єктивно потребує певної систематизації та відпрацювання продуманих узагальнюючих вимог. Такі систематизовані вимоги зосереджено в певному пакеті Пам'яток як UIC та ОСЖД, так і у їх спільному створенні. Так, технічні умови, яким повинні відповідати автозчепа залізниць-членів ОСЖД та UIC з метою гарантування сумісності викладені у Пам'ятках UIC 523 [129] та ОСЖД 522/4 [130]. За цими Пам'ятками разом з встановленням нормативних вимог до геометрії контуру зачеплення визначаються загальні вимоги до автозчепів вантажних і пасажирських вагонів, що обертаються залізницями колії 1435 мм. Вказані умови встановлюють необхідність взаємодії зчепів між собою та зі зчепом СА-3, а також зі змішаним зчепом.

Рекомендаційна Пам'ятка UIC 522 містить технічні умови, яким повинен відповідати автозчеп залізниць-учасниць ОСЖД та UIC. Так, нею, зокрема, визначено, що зчепа, незалежно від їх конструкційних варіантів, повинні забезпечувати повне автоматичне зчеплення двох вагонів в момент

The further development of mixed-type coupling designs is associated with the emergence of a variety of solutions for coupling devices for 1435 mm gauge wagons, including the digital automatic coupling (DAC) systems, which objectively requires a certain systematization and development of well-thought-out generalized requirements. Such systematized requirements are concentrated in a certain package of Leaflets of both UIC and OSJD, as well as in their joint creation. For example, the technical conditions that must be met by the automatic couplers of the OSJD and UIC member railways in order to guarantee compatibility are set out in UIC Leaflet 523 [129] and OSJD Leaflet 522/4 [130]. These Leaflets, along with the establishment of regulatory requirements for the geometry of the coupling contour, define general requirements for the couplings of freight and passenger wagons running on railways of 1435 mm track gauge. The specified conditions establish the need for couplings to interact with each other and with the SA-3 coupler, as well as with a mixed coupler.

UIC Recommendation Leaflet 522 contains the technical conditions that must be met by the wagon couplers of the OSJD and UIC

їх співударяння без сторонньої допомоги чи нагляду. Обов'язковою умовою, викладеною у вказаній Пам'ятці, є пряме механічне і пневматичне зчеплення між різними варіантами зчепів. Виняток стосується автозчепу СА-3, для якого допускається тільки механічне зчеплення. Передбачене також забезпечення взаємодії з гвинтовими зчепами за допомогою перехідних пристосувань. При цьому вказаною Пам'яткою встановлюється необхідність безвідмовного зчеплення на прямій ділянці колії при швидкості взаємного зближення від 2 до 7 км/год, а зчеплення в кривих малого радіусу та перехідних заокругленнях – за таких же умов, як і при використанні гвинтового зчепу. При цьому взаємодія вагонів зі швидкістю взаємного зближення 15 км/год не повинна викликати пошкодження автозчепів.

Встановлено, що автоматичний зчеп при дії на нього сил центрального напрямку повинен забезпечувати межу плинності при розтягу – 1000 кН та межу плинності при стисканні – 2000 кН. При цьому робиться застереження, що для рухомого складу залізниць колії 1520 мм тягове чи стискувальне зусилля в 2500 кН в експлуатаційних умовах не повинне призводити до виникнення остаточних деформацій, що перешкоджають

member railways. In particular, it specifies that couplers, regardless of their design options, must provide full automatic coupling of two wagons at the moment of their collision without any assistance or supervision. Direct mechanical and pneumatic coupling between different types of couplings is a mandatory condition outlined in the specified Leaflet. An exception applies to the wagon coupler SA-3, for which only mechanical coupling is allowed. Interaction with screw couplers is also provided for by means of adapter devices. In this case, the mentioned Leaflet establishes the need for trouble-free coupling on a straight section of track at a speed of mutual approach from 2 to 7 km/h, and coupling in small radius curves and transitional curves – under the same conditions as when using a screw coupling. At the same time, the interaction of wagons with a mutual approach speed of 15 km/h should not cause damage to the automatic couplers.

It is established that an automatic coupling under the action of central directional forces should provide tensile yield strength of 1000 kN and compressive yield strength of 2000 kN. At the same time, a reservation is made that for rolling stock of 1520 mm gauge railways, a pulling or compressive force of 2500 kN under operating conditions should not lead to the

нормальній роботі зчепу. Щодо геометричних параметрів та встановлювальних розмірів слід відмітити, що боковий захват зчепу повинен становити 190 мм на обидві сторони від осі вагона та має бути забезпечено надійне зчеплення вагонів при максимальній різниці рівня між осями головок зчепів 120 мм.

6.1.4. Гальмівне обладнання

Ще одна з головних причин, які перешкоджають розвитку широкої взаємодії вагонних парків залізниць з різною шириною колії, полягає у відмінностях характеристик гальмівних систем. Хоча складові частини гальмівного устаткування функціонально подібні, за своїми параметрами вони не є взаємозамінними і відповідають різним експлуатаційним умовам.

Призначенням гальм є не тільки зупинка поїзда, але, в більший мірі, регулювання його швидкості під час руху, відтак, це потребує високого ступеня керованості. Однак західноєвропейські гальмівні системи компаній Knorr-Bremse, Westinghouse, Oerlikon, Dako та інші, що допущені UIC до застосування, не повною мірою відповідають вимогам залізниць колії 1520 мм, головним чином, за керованістю, нормативами та

occurrence of residual deformations that interfere with the normal operation of the coupling. As for the geometric parameters and installation dimensions, it should be noted that the side grip of the coupler should be 190 mm on both sides of the wagon axle and reliable coupling of wagons should be ensured with a maximum level difference between the axles of the coupler heads of 120 mm.

6.1.4. Brake equipment

One of the main reasons that hinder the development of broad interoperability of railway wagon fleets with different gauges is the difference in brake system characteristics. Although the components of brake equipment are functionally similar, they are not interchangeable in terms of their parameters and meet different operating conditions.

The purpose of brakes is not only to stop a train, but to a greater extent to regulate its speed while in motion, which requires a high degree of controllability. However, Western European brake systems from Knorr-Bremse, Westinghouse, Oerlikon, Dako and others, which are approved by UIC, do not fully meet the requirements of 1520 mm track gauge railways, mainly in terms of controllability, standards and test methods.

методами випробувань.

Технічні умови UIC на гальмівні системи розраховані на вантажні поїзди з числом осей від 150 до 200, тобто масою до 3500 т. Європейські системи працюють тільки в режимі ступінчастого відпуску, тому при застосуванні їх у більш довгих і важких поїздах виникають значні утруднення, у той час як гальмівна система вантажних поїздів на залізницях колії 1520 мм має два режими відпуску: ступінчастий і безступінчастий, що дозволяє використовувати її в поїздах більшої довжини і маси, ніж у країнах-членах UIC.

З порівнянь характеристик пневматичних частин гальмівних систем виходить, що, наприклад, повітророзподільник системи Oerlikon в основному відповідає повітророзподільнику 483 у гірському режимі. Відпуск гальм системи Oerlikon більш тривалий, ніж системи з повітророзподільником 483. Так у вантажному режимі час відпуску гальм вагонів колії 1520 мм триває 35-40 с, тоді як у вагонів колії 1435 мм – 45-60 с.

Механічні частини гальм вагонів колій 1520 мм і 1435 мм мають принципові відмінності, що викликано схемами важільних передач. На залізницях колії 1520 мм для вантажних вагонів, крім рефрижераторних, застосовується схема одnobічного гальмування. Переважна більшість вагонів колії

The UIC specifications for brake systems are designed for freight trains with the number of axles from 150 to 200, i.e. weighing up to 3500 tons. European systems operate only in a step release mode, so there are significant difficulties in using them on longer and heavier trains, while the brake system of freight trains on 1520 mm track gauge railways has two release modes: step and stepless, which allows it to be used on trains of greater length and weight than in UIC member countries.

Comparisons of the characteristics of the pneumatic parts of the brake systems show that, for example, the air distributor of the Oerlikon system is basically the same as the 483 air distributor in mountain mode. The brake release time of the Oerlikon system is longer than that of systems with air distributor 483. Thus, in freight mode, the brake release time for 1520 mm gauge wagons lasts 35-40 seconds, while for 1435 mm gauge wagons it takes 45-60 seconds.

The mechanical parts of the brakes of 1520 mm and 1435 mm gauges wagons have fundamental differences due to the lever gear schemes. On 1520 mm track gauge railways, freight wagons, except for refrigerated wagons, are equipped with a single-sided

1435 мм обладнана за схемою двобічного гальмування.

Нормативні вимоги до гальмівного обладнання вантажних вагонів сполучення між залізницями колій 1435 мм і 1520 мм визначаються Пам'яткою ОСЖД 516. Згідно з цим, гальмівне обладнання вагонів повинне відповідати технічним вимогам щодо гальм як залізниць колії 1520 мм, так і залізниць колії 1435 мм. Гальмівне устаткування вагонів колій 1520/1435 мм припускається виконувати у двох варіантах:

- перший варіант передбачає встановлення на вагоні двох повітророзподільників із перемикальним пристроєм. Для експлуатації на залізницях колії 1435 мм встановлюється повітророзподільник відповідно до Пам'ятки UIC 540 [131], а для колії 1520 мм – повітророзподільник з модельного ряду 483;

- за другим варіантом на вагоні встановлюється один уніфікований повітророзподільник або комбінація повітророзподільників UIC/483, які відповідають вимогам експлуатації гальм на залізницях колії 1435 мм і колії 1520 мм, з пристроєм, що забезпечує перемикання на відповідний режим роботи.

Фірмою Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge розроблено комбінований повітророзпо-

braking system. The vast majority of 1435 mm gauge wagons are equipped with two-sided braking.

Regulatory requirements for braking equipment for freight wagons in inter-railway traffic of 1435 mm and 1520 mm track gauge are set out in OSJD Leaflet 516. According to this, the brake equipment of wagons must meet the technical requirements for brakes of both 1520 mm track gauge railways and 1435 mm track gauge railways. The brake equipment for wagons of 1520/1435 mm gauges is supposed to be made in two versions:

- the first option involves the installation of two wagons distributors with a switching device on the wagon. For operation on 1435 mm track gauge railways, an air distributor is installed in accordance with UIC Leaflet 540 [131], and for 1520 mm track gauge railways, an air distributor from the 483 model range is installed;

- according to the second variant, one unified air distributor or a combination of UIC/483 air distributors that meet the requirements for brake operation on railways of 1435 mm track gauge and 1520 mm track gauge, with a device that ensures switching to the appropriate operating mode, is installed on the wagon.

дільник KE-483. Повітророзподільник KE-483 комплектується з перевірених в експлуатації магістральної частини повітророзподільника № 483 і ряду вузлів і деталей повітророзподільника KE різних модифікацій. Повітророзподільник типу KE-483 має такі функції: автоматична зміна гальмівного зусилля у залежності від завантаження вагона; переключення режимів “рівнинний-гірський” (у положенні 483). У рівнинному режимі для відпуску після повного службового гальмування досить підвищити тиск у гальмівній магістралі поїзда до 0,44 МПа.

При виконанні гальмівного обладнання за першим варіантом вагон повинен мати по одному перемикачу «гальмо включене – виключене» і «пасажирський – вантажний», а також «порожній – навантажений» за відсутності вантажного авторежиму відповідно до Пам'ятки UIC 541-1 [132] або по одному перемикачу «гальмо включене – виключене» і «порожній – середній – навантажений» згідно з нормативами залізниць колії 1520 мм. Кожен повітророзподільник повинен мати власний випускний клапан з відпускним тросом, рукоятки якого мають виводитися на обидва боки вагона.

За другим варіантом виконання гальмівного обладнання більш прийнятним є використання повітророзподільника в комбінації

Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge has developed a combined air distributor KE-483. The KE-483 air distributor consists of the proven in operation main part of the air distributor No. 483 and a number of components and parts of the KE air distributor of various modifications. Air distributor type KE-483 has the following functions: automatic change of braking force depending on the load of the wagon; switching of «flat-mountain» modes (in position 483). In the flat mode, to release the brakes after full service braking, it is enough to increase the pressure in the brake line of the train to 0.44 MPa.

When the brake equipment is designed according to the first option, the wagon must have one switch each for «brake on – off» and «passenger – freight», as well as «empty – loaded» in the absence of freight mode in accordance with UIC Leaflet 541-1 [132] or one switch each for «brake on – off» and «empty – medium – loaded» in accordance with the standards of railways of 1520 mm track gauge. Each air distributor must have its own release valve with a release cable, the handles of which must be led out on both sides of the wagon.

According to the second version of the brake equipment, it is more acceptable to use the air

з автовантажним гальмівним режимом. У випадку ручного переключення режимів гальма по завантаженню повітророзподільник повинен мати не менше двох фіксованих режимів за тиском у гальмівному циліндрі.

Крім двох основних варіантів гальмівних систем, на першому етапі освоєння перевезень за напрямками «Схід-Захід» за двосторонніми угодами залізниць суміжних держав можлива експлуатація вагонів колії 1435 мм у поїздах на залізницях колії 1520 мм. Як відзначено в підрозділі 1.1, за результатами спеціальних досліджень показано, що спільна робота гальм різних систем можлива за умови відповідної модернізації та при дотриманні спеціальних інструктивних указівок. При цьому зарядний тиск у гальмівній магістралі поїзда, складеного з вагонів колії 1520 мм і колії 1435 мм, має відповідати встановленій величині, тобто 0,53-0,55 МПа. Допускається здійснювати відпуск гальм після ступені гальмування першим положенням ручки крана машиніста з витримкою не більше 30 с і наступним переведенням у друге положення. Після зупинки поїзда із застосуванням автогальм увімкнення тяги локомотива можливе після закінчення не менше: 1,5 хвилини – після ступеня гальмування; 2-х хвилин – після повного службового гальмування; 4-х хвилин, якщо

distributor in combination with the auto-load brake mode. In the case of manual switching of brake modes by loading, the air distributor must have at least two fixed modes by pressure in the brake cylinder.

In addition to the two main variants of brake systems, at the first stage of development of transportation in the East-West directions, under bilateral agreements between the railways of neighboring countries, it is possible to operate 1435 mm gauge wagons in trains on 1520 mm track gauge railways. As noted in Subsection 1.1, special studies have shown that brakes of different systems can work together if they are properly modernized and in compliance with special guidelines. At the same time, the charging pressure in the brake line of a train consisting of wagons of 1520 mm gauge and 1435 mm gauge must comply with the established value, i.e. 0.53-0.55 MPa. It is allowed to release the brakes after the braking stage by the first position of the driver's crane handle with a delay of no more than 30 seconds and then switching to the second position. After stopping the train with the application of the automatic brakes, the locomotive traction may be switched on after the expiration of at least 1.5 minutes – after a degree of

поїзд до 100 осей, і 6-ти хвилин, якщо поїзд понад 100 осей – після екстреного гальмування.

Гальмо вагона колій 1520/1435 мм має забезпечувати встановлені нормативи гальмівної маси (ваги) та розрахункового коефіцієнта гальмівного натискання при відповідній максимальній швидкості руху. Для експлуатації на мережі залізниць колії 1435 мм вагони оснащуються ручними перемикачами або пристроями авторежиму, які виконують вимоги Пам'ятки UIC 543 [133]. Для експлуатації на мережі залізниць колії 1520 мм вагони оснащуються пристроями авторежиму або ручними перемикачами режиму не менше ніж із двома положеннями. Використання автоматичного регулятора режимів гальмування і його виконання для залізниць колії 1520 мм проводиться з урахуванням конструкції застосовуваних візків і способу переходу з однієї колії на іншу. У гальмівній системі забезпечується автоматичне регулювання зазорів між колодками і колесами з урахуванням їхнього зношування.

Гальмівна ефективність визначається відповідно до типових розрахунків гальм вантажних і рефрижераторних вагонів. При цьому встановлений розрахунковий коефіцієнт сили натискання гальмівних колодок при ввімкненій гальмівній системі, коли вагони перебувають

braking; 2 minutes – after full service braking; 4 minutes if the train is up to 100 axles, and 6 minutes if the train is over 100 axles – after emergency braking.

The brake of the 1520/1435 mm gauges wagon must provide the established standards of brake mass (weight) and design brake pressure coefficient at the corresponding maximum speed. To operate on the 1435 mm track gauge railway network, wagons are equipped with manual switches or auto mode devices that meet the requirements of UIC Leaflet 543 [133]. For operation on the 1520 mm track gauge railway network, wagons are equipped with automatic mode devices or manual mode switches with at least two positions. The use of an automatic braking mode regulator and its implementation for 1520 mm track gauge railways is based on the design of the bogies used and the method of switching from one track to another. The brake system provides automatic adjustment of the clearances between the shoes and wheels, taking into account their wear.

Braking efficiency is determined in accordance with the standard brake calculations for freight and refrigerated wagons. In this case, the established design coefficient of the brake shoe pressure force

на залізницях колії 1520 мм, повинен складати:

– для композиційних колодок не менше 0,14 і не більше 0,31, коли вагон цілком завантажений і не менше 0,22 і не більше 0,37, коли вагон порожній;

– для чавунних колодок не менше 0,36 і не більше 0,7, коли вагон цілком завантажений і не менше 0,62 і не більше 0,81, коли вагон порожній.

Різна величина гальмівної сили вагона, передбачена нормативами з урахуванням його прямування залізницями з різною шириною колії, може забезпечуватися відповідним передатним числом гальмівної важільної передачі або гальмівними циліндрами.

Переключення з однієї системи гальмування на іншу здійснюється вручну на ППВ за допомогою перемикального пристрою «колія 1435 мм – колія 1520 мм». Цей пристрій повинен працювати з найменшими витратами в обслуговуванні та надійно фіксуватись у крайніх положеннях. Визначені крайні положення вмикають одну гальмівну систему і вимикають іншу. При відмові однієї з систем гальмування інша система залишається працездатною, якщо вагон оснащено двома окремими повітророзподільниками.

Вагони оснащуються уніфікованою гальмівною магістраллю діаметром 5/4". На кінцях вагона розташовуються кінцеві крани і

when the brake system is on and the wagons are on railways with a gauge of 1520 mm should be:

– for composite shoes, not less than 0.14 and not more than 0.31 when the wagon is fully loaded

and not less than 0.22 and not more than 0.37 when the wagon is empty;

– for cast iron shoes, not less than 0.36 and not more than 0.7 when the wagon is fully loaded and not less than 0.62 and not more than 0.81 when the wagon is empty.

The different magnitude of the braking force of the wagon, provided by the regulations, taking into account its routing on railways with different track gauges, can be provided by the appropriate gear ratio of the brake lever gear or brake cylinders.

Switching from one braking system to the other is carried out manually at the WRP using the switching device «1435 mm gauge - 1520 mm gauge». This device must operate with the lowest possible maintenance and be securely locked in the end positions. The defined end positions engage one brake system and disengage the other. If one of the braking systems fails, the other system remains operational if the wagon is equipped with two separate air distributors.

The wagons are equipped with a

з'єднувальні рукави гальмівної магістралі. Розміщення цих елементів повинно відповідати Пам'ятці UIC 541-1. На вагонах, обладнаних автозчепами та бічними буферами, необхідна розгалужена гальмівна магістраль. Кінцеві крани вагонів, обладнаних гальмами за першим варіантом, повинні розташовуватися під кутом 60° до вертикальної площини, що проходить через поздовжню вісь крана, і фіксуватися в цьому положенні.

На вагонах колій 1520/1435 мм, залежно від їхнього призначення, встановлюється гвинтове стоянкове гальмо, котре діє незалежно від конструкції пневматичної гальмівної системи та відповідає умовам Пам'яток UIC, а також нормативним вимогам до вагонів колії 1520 мм. Стоянкове гальмо повинно надійно утримувати завантажені вагони на ухилі не менше 0,030.

6.1.5. *Ходові частини*

Як відомо, технічні характеристики ходових частин загалом визначають динамічні властивості рейкових екіпажів. Тому візки вантажних вагонів колій 1520/1435 мм повинні розроблятися з урахуванням [134]:

– регламентованих сучасних і перспективних умов експлуатації за умов забезпечення безпеки руху;

unified brake line with a diameter of 5/4". At the ends of the wagon, there are end valves and brake line connecting hoses. The placement of these elements must comply with UIC Leaflet 541-1. On wagons equipped with automatic couplings and side buffers, a branched brake line is required. The end cranes of wagons equipped with brakes according to the first option must be located at an angle of 60° to the vertical plane passing through the longitudinal axis of the crane and fixed in this position.

Depending on their purpose, 1520/1435 mm gauge wagons are equipped with a screw parking brake that operates independently of the pneumatic brake system and meets the conditions of the UIC Guidelines and the regulatory requirements for 1520 mm gauge wagons. The parking brake must reliably hold loaded wagons on a slope of at least 0.030.

6.1.5. *Running gears*

As is well known, the technical characteristics of running gears generally determine the dynamic properties of railway wagons. Therefore, the bogies of freight wagons of the 1520/1435 mm gauge should be designed taking into account [134]:

– regulated modern and perspective operating conditions

- 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.

Для руху вагона 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.

- under the conditions of ensuring traffic safety;
- regulated modern and prospective requirements for their dynamic qualities and impact on the track, which ensure a reduction in wear of running gears and interacting track elements;
- required strength and corrosion resistance of structural elements;
- reasonable reliability requirements, including reliability, durability and maintainability;
- the greatest convenience and lowest costs for use, maintenance and repair;
- possibility to modernize the design if necessary;
- diagnostic requirements along the route, during maintenance and repair;
- possibilities and convenience of recycling.

For the wagon to move with minimal resistance, clearances between the wheel flanges and the side surfaces of the rail heads must be rationally established. To ensure the necessary clearance between the wheels and the side surfaces of the rail heads, it is recommended to introduce an additional standard parameter «wheel set width» equal to the distance between points on the outer surfaces of the flanges in the places where the thickness of the flanges is determined.

6.1.5.1. Технічні вимоги.

Конструктивне виконання візків залежить від варіанта переходу вагонів з однієї колії на іншу:

- для вагонів із заміною візків мають застосовуватись стандартні візки колії 1435 мм і взаємозамінні з ними візки колії 1520 мм (варіант 1);

- для вагонів з автоматичним переходом з однієї колії на іншу застосовуються візки, що обладнані розсувними колісними парами (варіант 2).

На основі багаторічного досвіду міжнародної науково-технічної співпраці в галузі рухомого складу представляється доцільним створення ходових частин нового покоління для вантажних вагонів шляхом адаптації і освоєння виробництва візків з суцільнозварними рамами, сферичними підп'ятниками, пружними боковими ковзунами і ресорним підвішуванням за типом вживаних у візках серії Y25. Тому у якості базового варіанта рекомендується двовісний візок з суцільнозварною рамою і буксовим підвішуванням.

Порівняно з трьохелементними візками з литими боковими рамами і надресорними балками візок з рамою виготовленою за технологією зварювання має низку переваг, зокрема:

- суттєве зменшення маси недресорених частин візка, що позитивно впливає на ходові якості вагона та дію на колію, і у

6.1.5.1. Technical requirements.

The design of the bogies depends on the variant of the transition of wagons from the track of one gauge to another:

- standard 1435 mm gauge bogies and interchangeable 1520 mm gauge bogies should be used for wagons with bogie replacement (option 1);

- for wagons with automatic transition from one track to another, bogies equipped with gauge change wheelsets are used (option 2).

Based on many years of experience of international scientific and technical cooperation in the field of rolling stock, it seems advisable to create a new generation of running gears for freight wagons by adapting and mastering the production of bogies with all-welded frames, spherical centre-pivots, elastic side bearings and spring suspension of the type used in the Y25 series bogies. Therefore, a two-axle bogie with an all-welded frame and axle suspension is recommended as the basic version.

Compared to three-element bogies with cast side frames and bolsters, a bogie with a frame made using welding technology has a number of advantages, including:

- significant reduction in the mass of unsprung parts of the bogie, which positively affects the

зв'язку з цим зниження витрат на утримання залізничної інфраструктури;

- значне енергозбереження під час виготовлення основних несівних елементів візка;

- більш просте діагностування можливих дефектів звареної рами, що виникають в умовах реальної експлуатації;

- у разі виникнення тріщин у зварній рамі їхній розвиток менш інтенсивний від моменту зародження до повної втрати несівної здатності конструкції, ніж у литих деталях трьохелементного візка.

При проєктуванні рами візка у частині конструктивного виконання елементів мають ураховуватись вимоги до конструкції, розрахунків, матеріалів, технічної документації, виготовлення деталей, підготовки та складання елементів конструкції під зварювання, технології зварювання і вимоги експлуатаційної безпеки.

Рама візка, сконструйована відповідно до проєкту, має задовільно проявляти себе в умовах експлуатації без виникнення таких дефектів, як статичне руйнування, залишкова деформація і втомні тріщини. Також метою приймання є підтвердження відсутності якого-небудь негативного впливу на взаємопов'язані вузли та вузлові складання візка.

Процедури приймання рами візка повинні включати наступні

running qualities of the wagon and the effect on the track, and in this connection, the reduction of costs for maintaining the railway infrastructure;

- significant energy savings in the manufacture of the main bearing elements of the bogie;

- easier diagnosis of possible defects in the welded frame that occur in actual operation;

- in case of cracks in the welded frame, their development is less intense from the moment of initiation to the complete loss of the bearing capacity of the structure than in the cast parts of a three-element bogie.

The design of the bogie frame in terms of the structural design of the elements must take into account the requirements for design, calculations, materials, technical documentation, manufacturing of parts, preparation and assembly of structural elements for welding, welding technology, and operational safety requirements.

The bogie frame, designed according to the project, must perform satisfactorily in the operating conditions without the appearance of such defects as static fracture, residual deformation, and fatigue cracks. The purpose of acceptance is also to confirm that there is no negative impact on the interconnected

етапи: проведення розрахунків; статичні випробування; втомні випробування; експлуатаційні випробування.

Ресорне підвішування візка з пружинних комплектів і гасителів коливань повинне забезпечувати пружне сприйняття й гасіння вертикальних, поздовжніх та поперечних динамічних дій на надресорну частину вагона. Силова характеристика ресорного підвішування візка повинна бути білінійною (дворежимною) за рахунок застосування різновисоких пружин або нелінійною (жорсткою) при застосуванні інших пружних елементів. Жорсткісні та дисипативні характеристики ресорного підвішування повинні вибиратись, виходячи з умови забезпечення стійкості вагона проти автоколивань виляння і нормативних значень динамічних показників.

Ресорне підвішування повинне включати комплект фрикційних гасителів коливань з пропорційною залежністю сил тертя ковзання від навантаження. Конструктивне виконання гасителів коливань повинне забезпечувати стабільність характеристик тертя і безремонтний пробіг в експлуатації не менше 1 млн. км. Допускається застосування гідравлічних гасителів коливань.

Буксовий вузол балансирующего типу повинен містити в собі роликовий підшипник касетного

components and assemblies of the bogie.

The acceptance procedures for the bogie frame should include the following stages: calculations; static tests; fatigue tests; and operational tests.

The spring suspension of the bogie from spring sets and vibration dampers should provide elastic perception and damping of vertical, longitudinal and transverse dynamic effects on the superstructure of the wagon. The force characteristic of the bogie spring suspension should be bilinear (two-mode) due to the use of springs of different heights or nonlinear (rigid) when using other elastic elements. The rigid and dissipative characteristics of the spring suspension should be selected based on the condition of ensuring the stability of the wagon against self-oscillations of hunting and the normative values of dynamic indicators.

The spring suspension should include a set of friction dampers with a proportional dependence of sliding friction forces on the load. The design of the vibration dampers must ensure the stability of the friction characteristics and a maintenance-free service life of at least 1 million km. Hydraulic vibration dampers may be used.

типу з загальним зовнішнім кільцем і вмонтованими ущільненнями або здвоєний підшипник. Конструкція буксового вузла повинна допускати можливість обточування колісної пари за колом кочення коліс без демонтажу кріплення.

Температура буксових вузлів має контролюватись стаціонарними приладами виявлення нагрівання букс під час руху поїзда. Електричний опір колісних пар повинен забезпечувати надійну роботу рейкових ланцюгів.

У залежності від модифікації візка допускається застосування як колодкових двосторонніх, так і дискових гальм. При цьому максимальна конструкційна швидкість вагона на візках з колодковим гальмом повинна бути не менше 120 км/год, а з дисковим гальмом і протиюзним пристроєм – 140-160 км/год. Для колодкових гальм повинні використовуватися композиційні двосекційні колодки і має бути передбачене встановлення протиюзних пристроїв. Конструкція гальма повинна забезпечувати стабільність гальмівного натиснення і рівномірний розподіл гальмівних сил по колісних парах. Конструкція візка повинна дозволяти установку авторежиму.

За конструкцією гальма та колодки не повинні допускати перегріву коліс (появи температурних вищербин),

The axle-box assembly of the balance type must contain a cassette-type roller bearing with a common outer ring and built-in seals or a double bearing. The design of the axle assembly must allow for the possibility of turning the wheelset along the rolling circle of the wheels without dismantling the mount.

The temperature of the axle-box assemblies must be monitored by stationary devices for detecting the heating of the axle-boxes while the train is in motion. The electrical resistance of the wheelsets must ensure reliable operation of the rail circuits.

Depending on the modification of the bogie, it is allowed to use both double-sided and disc brakes. In this case, the maximum design speed of a wagon on bogies with a shoe brake should be at least 120 km/h, and with a disc brake and anti-slipping device – 140-160 km/h. Composite two-sectional shoes should be used for the brakes and the installation of anti-slipping devices should be provided. The design of the brake must ensure the stability of the brake pressure and the uniform distribution of braking forces over the wheelsets. The design of the bogie shall allow the installation of an auto mode.

The design of the brakes and shoes

утворення повзунів та інших дефектів на поверхні кочення коліс, що мають місце в діючих системах.

З'єднання елементів візка, а також з'єднання візків із кузовом вагона мають бути виконані таким чином, щоб було можливо піднімати вагон разом із візком. Щоб полегшити заміну візків, необхідно спростити роз'єднання шворнів візків і гальмівних тяг за допомогою механізмів швидкого зчеплення.

Візки повинні оснащуватися запобіжними пристроями, що запобігають падінню деталей візків на колію. Конструкція візків повинна передбачати розташування вузлів і деталей для забезпечення зручного огляду та ремонту. Рекомендується виготовляти елементи візків із природним зносом і з застосуванням стійких проти зносу матеріалів.

Візки повинні мати показники надійності та ремонтпридатності відповідно до нормативів, що діють на залізничних коліях 1435 мм і коліях 1520 мм. При проєктуванні візків необхідно проводити розрахунки на міцність та втомну довговічність його складових, зокрема, осей колісних пар, пружних елементів ресорного підвішування, гасителів коливань, підшипників тощо.

Випробування візків за варіантом 2 повинні проводитись відповідно до Пам'яток UIC і

must prevent overheating of the wheels (appearance of temperature pitting), the formation of flats and other defects on the rolling surface of the wheels that occur in existing systems.

Connections of bogie elements, as well as connections of bogies to the wagon body, must be made in such a way that it is possible to lift the wagon together with the bogie. In order to facilitate the replacement of bogies, it is necessary to simplify the disconnection of bogie pins and brake rods by means of quick coupling mechanisms.

Bogies must be equipped with safety devices to prevent bogie parts from falling onto the track. The design of bogies should provide for the location of components and parts to ensure convenient inspection and repair. It is recommended that bogie elements be manufactured with natural wear and tear-resistant materials.

The bogies must have reliability and maintainability indicators in accordance with the standards in force on railways with a gauge of 1435 mm and a gauge of 1520 mm. When designing bogies, it is necessary to calculate the strength and fatigue life of its components, in particular, axles of wheelsets, elastic elements of the spring

нормативних документів, що діють на залізницях України. Після завершення випробувань розробляються приписи щодо ремонту та утримання візків в експлуатації.

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.

suspension, vibration dampers, bearings, etc.

Tests of bogies under option 2 should be conducted in accordance with the UIC Guidelines and regulations in force at the Ukrainian railways. Upon completion of the tests, instructions for the repair and maintenance of bogies in operation are developed.

The parameters of the running gears declared in the technical documentation must be within the established limits throughout the entire service life, ensuring the ability to perform the required functions in the specified modes, operating and maintenance conditions.

6.1.5.2. Конструкція візка. Відповідно до технічних вимог розроблено конструкцію візка вантажного вагона колій 1520/1435 мм. Проєктом передбачено модифікації візка в залежності від способу переходу вагонами стикових пунктів колій різних стандартів за шириною. Новий візок відноситься до родини візків, які за своїми характеристиками отримали умовну назву «дружні до колії» (track friendly trucks – TFT). На рис. 6.10 представлено загальний вигляд візка типу TFT колії 1520 мм взаємозамінного з візками колії 1435 мм.

6.1.5.2. Design of the bogie. In accordance with the technical requirements, the design of the freight wagon bogie of 1520/1435 mm gauges was developed. The project provides for modifications of the bogie depending on how the wagons cross the junction points of tracks of different gauge standards. The new bogie belongs to the family of bogies that are conventionally called «track friendly trucks» (TFT) due to their characteristics. Fig. 6.10 shows a general view of the 1520 mm gauge TFT bogie interchangeable with bogies of the 1435 mm gauge.

Представлений візок складається з двох колісних пар (1) і буксовими вузлами, Н-подібної рами зварної конструкції (2), буксового ресорного підвішування з гасителями коливань (3), пристроїв для спирання кузова (4) та елементів гальмівної системи (5).

The presented bogie consists of two wheelsets (1) and axle assemblies, an H-shaped frame of welded construction (2), axle spring suspension with vibration dampers (3), devices for supporting the body (4) and brake system elements (5).

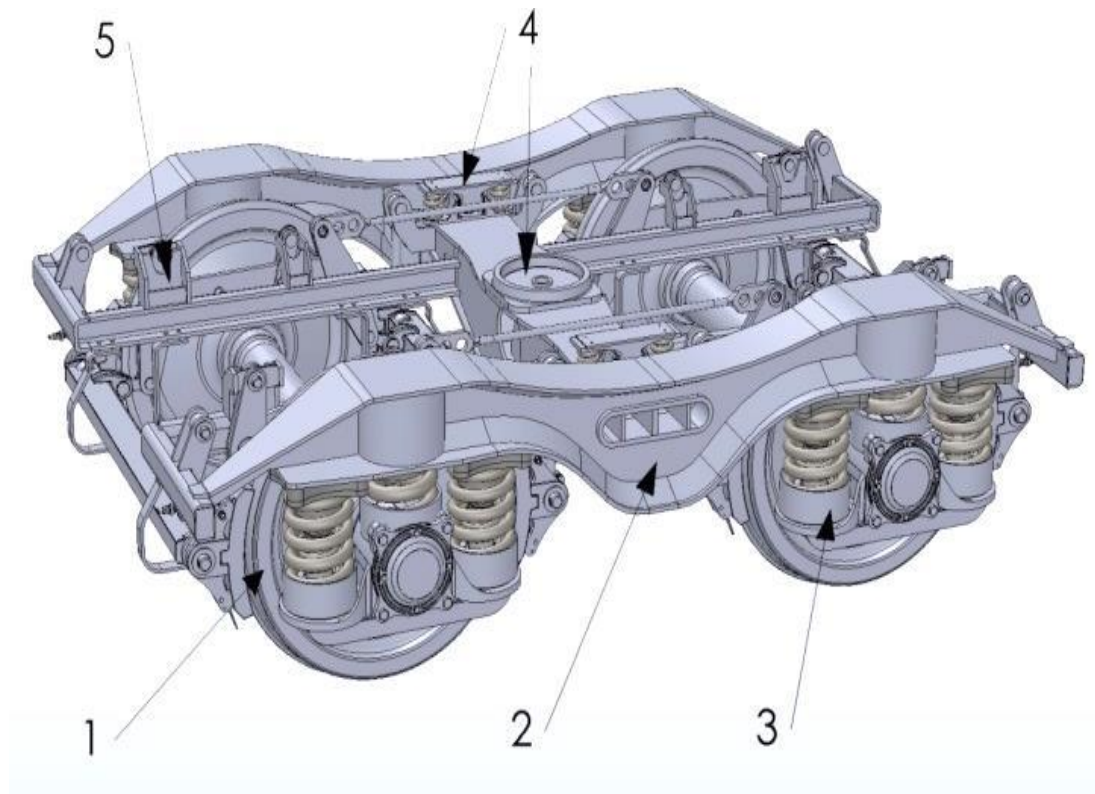


Рис. 6.10. Візок типу TFT
Fig. 6.10. Bogie of the TFT type

Корпус букси має кронштейни під установку буксових пружин і приварену у верхній частині опору під установку надбуксової пружини. У порожньому режимі ця пружина вільна і включається в роботу у навантаженому режимі. Таким чином реалізовано дворежимне ресорне підвішування з білінійною силовою

The body of the axle-box has brackets for the installation of the springs and a support welded in the upper part for the installation of the above axle-box spring. In the empty mode, this spring is free and is activated in the loaded mode. Thus, a two-mode spring suspension with a bilinear power characteristic is realized. Inside

характеристикою. Усередині буксових пружин міститься фрикційний гаситель коливань шпінтонного типу.

Рама візка конструктивно складається з двох бічних балок і шворневої балки. Бокова балка зварена з елементів листового прокату товщиною 12-14 мм. У середній частині вона має вікно для зварного з'єднання з шворневою балкою. На консолях бокових балок приварені підкладки під установку шпінтонів. Для розміщення надбуксових пружин в бокових балках вварені порожнисті стакани. Верхня частина стакана служить для обпирання основи надбуксової пружини у навантаженому режимі. Шворнева балка також зварена з листового прокату 12-14 мм у вигляді бруса рівного опору вигину. На шворневій балці встановлено підп'ятник і бокові підпружинені ковзуни.

Гальмівне обладнання візка передбачає двостороннє притиснення гальмівних колодок до поверхонь кочення коліс і складається із системи важелів, траверс з башмаками і колодками, додатковими балками для розміщення кронштейнів опорних точок важелів, запобіжних скоб підвіски траверс.

Основні технічні характеристики візка подано в табл. 6.1.

the axle-box springs there is a friction damper of the spindle type.

The bogie frame consists of two side beams and a pivot beam. The side beam is welded from sheet metal elements with a thickness of 12-14 mm. In the middle part, it has a window for a welded connection to the pivot beam. The side beam consoles are welded to the pads for installing the spindles. Hollow cups are welded into the side beams to accommodate the over axle-box springs. The upper part of the cup is used to support the base of the over axle-box spring in the loaded mode. The pivot beam is also welded from 12-14 mm rolled steel in the form of a beam of equal bending resistance. The pivot beam is equipped with a centre-pivot and side spring-loaded bearings.

The brake equipment of the bogie provides for two-sided pressing of brake shoes to the rolling surfaces of the wheels and consists of a system of levers, crossbeams with shoes and pads, additional beams for placing brackets for the lever support points, and safety brackets for suspending the crossbeams.

The main technical characteristics of the bogie are given in Table 6.1.

Таблиця 6.1
Технічні параметри візка

Параметр	Значення
Маса візка	5 т
База візка	1850 мм
Конструкційна швидкість руху вагона, у залежності від модифікації візка	120-160 км/год
Максимальне розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки, у залежності від модифікації візка	180-220 кН
Поперечна база по осях ресорних комплектів і бічних рам	2036 мм
Статичний прогин ресорного підвішування навантаженого вагона	70 мм
Статичний прогин ресорного підвішування порожнього вагона	20 мм

Table 6.1
Technical parameters of the bogie

Parameter	Value
Mass of the bogie	5 t
Base of the bogie	1850 mm
Design speed of the wagon, depending on the bogie modification	120-160 km/h
Maximum calculated static load from the wheelset on the rails, depending on the bogie modification	180-220 kN
Transverse base along the axes of spring sets and side frames	2036 mm
Static deflection of the spring suspension of a loaded railway wagon	70 mm
Static deflection of the spring suspension of an empty railway wagon	20 mm

Переваги застосування візків типу TFT полягають в наступному:

- відсутність обмежень за швидкісними показниками вагонів у порожньому та навантаженому станах як з точки зору динамічних показників безпеки руху, так і з точки зору гальмівних характеристик;
- зниження силової дії

The advantages of using TFT bogies are as follows:

- no restrictions on the speed of wagons in empty and loaded states, both in terms of dynamic traffic safety indicators and braking characteristics;
- reduction of the forceful impact of rolling stock on the track due to a significant reduction of the

рухомого складу на колію завдяки істотному зменшенню невіднесеної маси та високій критичній швидкості щодо автоколивань виникання;

– зниження рівня віброприскорень кузовів вагонів, що скорочує небезпеку ушкоджень чутливих до вібрацій і ударів вантажів;

– підвищення втомної довговічності рам візків завдяки покращеному віброзахисту надресорної будови та зниженню рівня динамічних високочастотних навантажень;

– наявність перспективи щодо зниження тарифів через відсутність руйнівної дії вантажних вагонів на колійну інфраструктуру.

6.1.6. Умови допуску до експлуатації

Для вагонів, призначених до інтегрованості перевезень, потрібен технічний допуск уповноваженими публічно-правовими або іншими установами і відомствами держав, залізницями яких ці вагони повинні курсувати. За допуск вагонів до експлуатації в міжнародному сполученні відповідає установа з питань допуску залізниці-власниці або залізниці приписки. Рішення, прийняте цією технічною установою також поширюється на інші залізничні підприємства. Технічні установи з питань допуску визначають дані, що необхідні

unsprung mass and high critical speed with respect to self-oscillations of the hunting;
– reducing the level of vibration acceleration of wagon bodies, which reduces the risk of damage to goods sensitive to vibrations and shocks;

– increased fatigue life of bogie frames due to improved vibration protection of the superstructure and reduced dynamic high-frequency loads;

– the prospect of lower tariffs due to the absence of destructive impact of freight wagons on the track infrastructure.

6.1.6. Conditions of approval for operation

Wagons intended for interoperable transportation require technical approval by authorized public law or other institutions and departments of the states railways on which these wagons must run. The admission institution of the owning railway or the railway of registration is responsible for the admission of wagons to operation in international traffic. The decision taken by this technical institution also applies to other railway enterprises. Technical approval institutions determine the data required for technical approval.

для технічного допуску.

Передумовою для технічного допуску вагонів є дотримання обов'язкових приписів щодо проєктування, конструкції, випробувань і виготовлення цих вагонів. Для експлуатації вагонів у міжнародному сполученні вимагається, щоб вагони відповідали умовам з безпеки, встановленими Пам'ятками UIC і ОСЖД, DSTU та іншими відповідними міжнародними вимогами. Для вагонів, технічний допуск яких не повністю регламентований зазначеними вказівками, подається заява на технічний допуск до уповноважених установ з питань допуску залізниць, на мережі яких вагони мають курсувати.

Випробування дослідних зразків або прототипів нових вагонів має проводитися допущеними випробувальними установами за загальноприйнятими приписами для обох систем залізниць. Можливе проведення випробувань як на мережі залізниць колії 1520 мм, так і колії 1435 мм однією випробувальною установою, що має відповідні повноваження. При цьому ходові випробування (динаміко-міцнісні, гальмівні та щодо впливу на колію) проводяться окремо на ділянках залізниць як колії 1435 мм, так і колії 1520 мм. У разі відповідності результатів випробувань чинним приписам випробувальна

A prerequisite for the technical approval of wagons is compliance with the mandatory requirements for the design, construction, testing and manufacture of these wagons. For the operation of wagons in international traffic, it is required that wagons meet the safety conditions set out in the UIC and OSJD Guidelines, DSTU and other relevant international requirements. For wagons whose technical approval is not fully regulated by these guidelines, an application for technical approval is submitted to the authorized approval agencies of the railways on whose networks the wagons are to run.

Tests of experimental samples or prototypes of new wagons must be carried out by approved testing institutions according to generally accepted prescriptions for both railway systems. It is possible to conduct tests both on the 1520 mm gauge and 1435 mm track gauge railway network by one testing institution that has the appropriate authority. At the same time, running tests (dynamic strength, braking and track impact) are carried out separately on sections of railways of both 1435 mm and 1520 mm track gauge. If the results of the tests comply with the current regulations, the testing institution that conducted the tests for this track issues a corresponding certificate.

установа, яка провела випробування для даної колії, оформляє відповідне свідоцтво.

Свідоцтва подаються на затвердження уповноваженим установам з питань допуску та залізничі-власниці або залізничі приписки. Свідоцтва, видані допущеними випробувальними установами, є основою для організації приймання дослідного зразка і постановки його на серійне виробництво.

Приймання дослідних зразків проводиться відповідно до порядку, встановленого для залізниць колії 1435 мм і залізниць колії 1520 мм. Приймання вагонів у разі їх серійного виробництва проводиться відповідно до порядку, встановленого для цієї залізничі або приймального органу. Документи допуску, видані національними технічними установами з питань допуску, є основою для допуску до експлуатації вагонів на залізницях колії 1435 мм і колії 1520 мм.

Технічні установи з питань допуску передають документи допуску відповідній залізничі. Залізничі-власниці або залізничі приписки надсилають документи допуску залізницям іншої колії, мережею яких ці вагони мають прямувати. Узгодження з залізницею, що видає допуск, вважається закінченим, коли залізничі-власниці або залізничі приписки отримує копії

The certificates are submitted for approval to the authorized approval agencies and the owning railway or railway of assignment. The certificates issued by the authorized testing institutions are the basis for organizing the acceptance of the prototype and putting it into mass production.

Acceptance of prototypes is carried out in accordance with the procedure established for 1435 mm track gauge railways and 1520 mm track gauge railways. Acceptance of wagons in case of their serial production is carried out in accordance with the procedure established for this railway or acceptance authority. Approval documents issued by national technical approval bodies are the basis for approval of wagons for operation on 1435 mm track gauge and 1520 mm track gauge railways.

The technical approval bodies pass the approval documents to the relevant railway. The owning railway or the railway of assignment sends the approval documents to the railway of another gauge on whose network these wagons are to be used. Coordination with the issuing railway is considered to be completed when the owning railway or the railway of destination receives copies of the admission documents with the

документів допуску з позначкою згоди.

Винятки із зазначених правил допуску можуть бути обумовлені в рамках дво- та багатосторонніх угод, якщо відповідні вантажні вагони обертаються виключно мережами залізниць, які беруть участь у цих угодах. Для обігу вантажних вагонів, обладнаних автоматичними розсувними колісними парами, між конкретними залізницями укладається окрема угода.

6.2. Шляхи формування парку вагонів для інтероперабельних перевезень

Здійснення техніко-технологічного забезпечення безперевантажувальних перевезень за напрямками «СхідЗахід» можливе за умови створення парку вагонів, допущених до експлуатації як на залізницях колії 1520 (1524) мм, так і на залізницях колії 1435 мм. Формування парку вагонів колій 1520/1435 мм може буде здійснене у два етапи. Перший етап ґрунтується на використанні результатів досліджень поданих у підрозділі 1.1, які переконливо доводять принципову можливість експлуатації вантажних вагонів колії 1435 мм на залізницях колії 1520 мм. На другому етапі, розрахованому на перспективу, передбачається виробництво спеціалізованих вагонів колій 1520/1435 мм.

mark of approval.

Exceptions to these admission rules may be stipulated in bilateral and multilateral agreements if the relevant freight wagons are circulated exclusively on the networks of the railways participating in these agreements. For the circulation of freight wagons equipped with automatic gauge change wheelsets, a separate agreement is concluded between specific railways.

6.2. Ways to form a fleet of wagons for interoperable transportation

The technical and technological support of unloaded transportation in the East-West direction is possible provided that a fleet of track approved for operation both on 1520 (1524) mm track gauge railways and 1435 mm track gauge railways is created. The formation of the 1520/1435 mm gauge wagon fleet can be carried out in two stages. The first stage is based on the results of the research presented in subsection 1.1, which convincingly prove the fundamental possibility of operating 1435 mm gauge freight wagons on 1520 mm track gauge railways. The second stage, which is designed for the future, the production of specialised 1520/1435 mm gauges wagons is envisaged.

6.2.1. Адаптація вагонів колії 1435 мм до умов експлуатації на залізницях України

Організація безперевантажувальних перевезень за певними маршрутами з України і в Україну переважно поїздами постійного формування з вагонів колії 1435 мм представляється здійсненою у можливо короткі терміни. При цьому використовуватиметься традиційна технологія зміни візків на ППВ. У якості візків колії 1520 мм, які взаємозамінні з візками колії 1435 мм без застосування жодних перехідних пристроїв (адаптерів), можуть служити візки типу ДК2000. У цьому випадку можливим буде також включення груп таких вагонів у вантажні поїзди Укрзалізниці. Коли ж йдеться про швидкісні перевезення окремими поїздами вагони колії 1435 мм рекомендується обладнувати візками типу TFT. У кожному разі формування парку вагонів для безперевантажувальних перевезень можливе шляхом придбання сертифікованих вагонів колії 1435 мм (закупівля, оренда, створення спільного вагонного парку тощо).

Для реалізації заходів щодо адаптації вагонів колії 1435 мм до умов експлуатації на залізницях України необхідне проведення низки відповідних робіт. Перш за все, належить визначити типи вагонів колії 1435 мм, які б відповідали потребам у перевезеннях конкретних вантажів

6.2.1. Adaptation of 1435 mm gauge wagons to the operating conditions on Ukrainian railways

Organization of unloaded transportation on certain routes from and to Ukraine mainly by trains of permanent formation from 1435 mm gauge wagons seems feasible in the shortest possible time. In this case, the traditional technology of changing bogies to WRP will be used. DK2000 type bogies can serve as 1520 mm gauge bogies, which are interchangeable with 1435 mm gauge bogies without the use of any transitional devices (adapters). In this case, it will also be possible to include groups of such wagons in freight trains of Ukrzaliznytsia. When it comes to high-speed transportation by separate trains, it is recommended to equip 1435 mm gauge wagons with TFT-type bogies. In any case, it is possible to form a fleet of wagons for non-reloading transportation by purchasing certified 1435 mm gauge wagons (purchase, lease, creation of a joint wagon fleet, etc.).

In order to implement measures to adapt 1435 mm gauge wagons to operating conditions on the railways of Ukraine, it is necessary to carry out a number of relevant measures. First of all, it is necessary to determine the types of 1435 mm gauge wagons that would meet the needs for the

заданими маршрутами. Виходячи з вагових норм поїздів на залізницях України і країн ЄС, мають встановлюватись кількості вагонів у маршрутних поїздах. Необхідно також підготувати певну кількість перехідних вагонів, які мають розміщуватись на ППВ. Для гальмівного обладнання вагонів визначених типів необхідно провести адаптаційні роботи, щоб забезпечити сумісність з системами керування гальмами локомотивів колії 1520 мм.

Одночасно з підготовкою вагонів має бути проведена модернізація візків колії 1520 мм за проєктом ДК2000, а також робота щодо виготовлення візків типу TFT, їх випробовування і постачання в необхідній кількості на ППВ, де буде відбуватись перестановка вагонів. Ці ППВ теж мають бути підготовлені у відповідності до типів вагонів, які передбачається обслуговувати.

Для встановлення умов безпеки руху поїздів з вагонів колії 1435 мм або груп таких вагонів на залізницях колії 1520 мм мають бути проведені відповідні динамічні розрахунки за допомогою методів математичного моделювання. За результатами комп'ютерного моделювання потрібно буде розробити програми та методики і провести контрольні експериментальні поїздки дослідного поїзда з метою оцінки динамічних

transportation of specific cargoes along given routes. Based on the weight standards for trains on the railways of Ukraine and the EU, the number of wagons in route trains should be set. It is also necessary to prepare a certain number of transitional wagons to be placed at the WRP. The brake equipment of certain types of wagons needs to be adapted to ensure compatibility with the brake control systems of 1520 mm gauge locomotives.

Simultaneously with the preparation of the wagons, the modernization of 1520 mm gauge bogies according to the DK2000 project should be carried out, as well as work on the manufacture of TFT bogies, their testing and delivery in the required quantity to the WRP where the wagons will be rearranged. These WRP should also be prepared in accordance with the types of wagons to be serviced.

To establish the conditions for the safety of trains consisting of 1435 mm gauge wagons or groups of such wagons on 1520 mm track gauge railways, appropriate dynamic calculations should be carried out using mathematical modeling methods. Based on the results of computer modeling, it will be necessary to develop programs and methods and conduct control experimental trips

показників безпеки руху.

Необхідним етапом робіт з організації безперевантажувальних перевезень є складання інструктивних вказівок для працівників ППВ, оглядачів вагонів і машиністів локомотивів за визначеними маршрутами проходження поїздів складених з вагонів західноєвропейського типу на візках колії 1520 мм або груп таких вагонів. За маршрутами проходження поїздів причетні лінійні працівники мають пройти відповідне навчання щодо особливостей обслуговування вагонів визначених типів. Крім того, необхідно передбачити забезпечення на маршрутах проходження необхідними запасними частинами до гальмівних систем і зчіпних пристроїв.

Після введення в експлуатацію за визначеними маршрутами інтеперабельних поїздів має бути організовано постійне спостереження за ходовими частинами, гальмівним устаткуванням і зчіпними приладами.

6.2.2. Виробництво нових вагонів

Стосовно поповнення вагонного парку новими вагонами типу «Схід-Захід» слід зауважити, що практика залізниць ЄС, США й Канади вказує на постійну тенденцію до спеціалізації вантажного рухомого состава. З урахуванням потреб ринку

of the pilot train to assess the dynamic indicators of traffic safety.

A necessary stage of work on the organization of unloaded transportation is the preparation of instructions for employees of the WRP, wagon inspectors and locomotive drivers on the designated routes of trains consisting of Western European type wagons on bogies of 1520 mm gauge or groups of such wagons. On the routes of the trains, the line workers involved must undergo appropriate training on the peculiarities of servicing wagons of certain types. In addition, it is necessary to provide the necessary spare parts for brake systems and coupling devices along the routes.

After the interoperable trains are put into operation on the designated routes, constant monitoring of the running gears, braking equipment and coupling devices should be organized.

6.2.2. Production of new wagons

With regard to the replenishment of the wagon fleet with new East-West wagons, it should be noted that the practice of the EU, US and Canadian railways indicates a constant trend towards the specialization of freight rolling stock. Taking into account the

транспортних послуг у найближчій перспективі має відбутися технічне переозброєння вагонного парку шляхом значного його відновлення за рахунок спеціалізованих вагонів.

При створенні вагонів для здійснення безперевантажувальних перевезень у залізничному сполученні коліями 1520/1435 мм слід керуватись запровадженням підходу, що властивий створенню вагонів нового покоління. Такий рухомий склад повинен вирізнятись економічністю, підвищеною експлуатаційною надійністю, високим рівнем загальної та екологічної безпеки, подовженим терміном служби, забезпеченням максимальної збереженості вантажів та продуктивності при формуванні-розформуванні поїздів. Реалізація вимог, як уже сформованих на нормативному рівні міжнародними залізничними організаціями, так і додаткових чи специфічних, що визначаються на проєктних стадіях роботи над конкретними конструкціями, є цілком технічно здійсненною.

Для створення й постачання на залізниці вантажних вагонів нового покоління необхідні проєктно-конструкторські розробки з використанням прогресивних технічних рішень. Це завдання вимагає впровадження в практику кращих досягнень вітчизняної науки, а також залучення закордонного

needs of the transportation services market, in the near future, the technical re-equipment of the wagon fleet should take place by significantly renewing it with specialized wagons.

When designing wagons for non-overloading transportation in railway communication with 1520/1435 mm tracks, one should be guided by the introduction of the approach characteristic of the creation of new generation wagons. Such rolling stock should be characterized by efficiency, increased operational reliability, a high level of general and environmental safety, extended service life, and maximum cargo safety and productivity during train formation and disbandment. The implementation of the requirements, both already formed at the regulatory level by international railway organizations, and additional or specific ones that will be determined at the project stages of work on specific structures, is technically feasible.

For the designing and delivery of freight wagons of a new generation on the railways, design and construction developments using progressive technical solutions are necessary. This task requires the implementation of the best achievements of domestic science, as well as the

досвіду в тих випадках, коли науковий і виробничий рівень українських підприємств не відповідає сучасному науково-технічному рівню.

Програмні завдання, які стосуються виробництва нових вагонів для інтероперабельних перевезень, повинні включати науково-технічні розробки зі створення:

- ходових частин для прискореного переходу вагонами стиків залізниць різних стандартів, зокрема візків з розсувними колісними парами;
- комбінованих зчіпних пристроїв та поглинальних апаратів підвищеної енергоємності;
- гальмівних систем, адаптованих до роботи на залізницях як колії 1520 мм, так і колії 1435 мм.

При визначенні основних типів вантажних вагонів для безперевантажувальних перевезень у сполученні за напрямками «Схід-Захід» основною умовою є забезпечення максимальної продуктивності вказаних перевезень. Рациональний перелік типів вагонів визначається на базі аналізу вантажопотоків у міжнародних перевезеннях та оцінки перспектив нарощування таких перевезень в умовах глобалізації економіки та міжнародної інтеграції транспортних систем.

Виходячи з номенклатури

involvement of foreign experience in cases where the scientific and production level of Ukrainian enterprises does not meet the current scientific and technical level.

The program tasks related to the production of new wagons for interoperable transportation should include scientific and technical developments for the creation:

- running gears for accelerated crossing of railway junctions of different standards, including bogies with gauge change wheelsets;
- combined coupling devices and absorption devices with increased energy capacity;
- brake systems adapted for use on railways with both 1520 mm and 1435 mm track gauges.

When determining the main types of freight wagons for non-transshipment transportation in the East-West direction, the main condition is to ensure maximum productivity of these transportation services. A rational list of wagon types is determined based on the analysis of cargo flows in international transportation and an assessment of the prospects for increasing such transportation in the context of economic globalization and international integration of transport systems.

вантажів, що транспортуються у міжнародному сполученні, та враховуючи вітчизняний досвід технічного забезпечення інтермодальних перевезень, до раціональної сукупності можна віднести вагони-платформи для перевезень контейнерів та контрейлерів. Прикладом перспективної конструкції вагона-платформи для перевезень напівпричепів, знімних кузовів або контейнерів може слугувати покет-вагон (рис. 5.5) у разі обладнання його візками з розсувними колісними парами (рис. 6.11).

Based on the range of goods transported in international traffic and taking into account the domestic experience of technical support for intermodal transportation, a rational set can include platform wagons for the transportation of containers and semi-trailers. An example of a promising design of a platform wagon for the transportation of semi-trailers, removable bodies or containers is a pocket wagon (Fig. 5.5) when equipped with bogies with gauge change wheelsets (Fig. 6.11).



Рис. 6.11. Інтермодальна платформа
Fig. 6.11. Intermodal platform

До включення у склад типу вагонів колій 1520/1435 мм рекомендуються вагони-цистерни для нафтопродуктів і хімічної продукції, а також вагони-хопери для перевезень мінеральних добрив, зерна й насіння олійних

Tank wagons for oil products and chemicals, as well as hopper wagons for the transportation of mineral fertilizers, grain and oilseeds, etc. are recommended for inclusion in the 1520/1435 mm gauge wagon type. These wagons

культур тощо. Ці вагони мають відповідати вимогам залізниць як колії 1520 мм, так і колії 1435 мм.

До конструкції вагона-цистерни мають висуватись додаткові вимоги. Так котел вагона-цистерни повинен мати люк-лаз, розташований на верхній твірній циліндричної частині котла близько до її середини. До люка повинен бути вільний доступ з обох сторін вагона-цистерни або з одного торцевого кінця перехідними містками з неслизькою поверхнею. Обладнання зливу-наливу повинно бути захищено від випадкового відкриття і в закритому стані мати можливість пломбування. Обладнання зливу-наливу, запобіжні пристрої та пристрої контролю в залежності від виду вантажу, що перевозиться, повинні мати достатню надійність, у тому числі й на випадок можливих аварій. Нижні зливні пристрої вагона-цистерни повинні бути обладнані двома або трьома запірними пристроями, розташованими один за одним. Ущільнення, розташовані на котлі вагона-цистерни, повинні бути стійкими до дії продукту, що перевозиться.

Вагони-цистерни, призначені для перевезення окремих небезпечних речовин, повинні мати додатковий захист. Цей захист може бути забезпечений за рахунок збільшення товщини стінок котла (у разі високого розрахункового тиску) або

must meet the requirements of the railways for both 1520 mm track gauge and 1435 mm track gauge.

The design of the tank wagon has additional requirements. Thus, the tank must have a manhole located on the upper cylindrical part of the tank close to its middle. The hatch must be freely accessible from both sides of the tank wagon or from one end by means of transition bridges with a non-slip surface. Drain-fill equipment must be protected from accidental opening and in the closed state have the possibility of sealing. Drain-filling equipment, safety devices and control devices, depending on the type of cargo being transported, must have sufficient reliability, including in case of possible accidents. The lower drainage devices of the tank wagon must be equipped with two or three locking devices located one after the other. The seals located on the tank of the tank wagon must be resistant to the effects of the product being transported.

Tank wagons intended for the transportation of certain hazardous substances must have additional protection. This protection can be provided by increasing the thickness of the tank walls (in case of high design pressure) or by installing protective devices. The tank of tank wagons must be

шляхом установки захисних пристроїв. Котли вагонів-цистерн повинні бути обладнаними запобіжними клапанами. Матеріал котла вагона-цистерни повинен бути стійким до дії продукту, що перевозиться. Конструкція вагонів-цистерн повинна передбачати можливість заземлення котла і вагона-цистерни в цілому.

equipped with safety valves. The material of the tank must be resistant to the product being transported. The design of tank wagons must provide for the possibility of grounding the tank and the tank wagon as a whole.

ВИСНОВКИ

1. Запропоновано технологічне удосконалення процесів зміни ходових частин на пунктах переставляння вагонів (ППВ) за рахунок застосування візків типу ДК2000 колії 1520 мм взаємозамінних з візками типу Y25 колії 1435 мм.

2. За результатами виконаного комплексу розрахунково-експериментальних робіт з дослідження динаміки комбінованих поїздів розроблено рекомендації щодо схем формування поїздів на залізницях України з груп вагонів-цистерн колії 1435 мм, за якими необхідно, щоб групи цистерн у кількості до 15 одиниць включно розміщувалися в голові складу, а групи понад 15 (до 30) цистерн – у хвості складу.

3. Для забезпечення безперешкодної експлуатації вагонів колії 1435 мм на залізницях України рекомендується здійснити наступні заходи:

– виготовити та постачити на ППВ необхідну кількість візків типу ДК2000;

– підготувати перехідні вагони, що обладнані гвинтовою стяжкою і буферами з одного кінця та автозчепом СА-3 – з

CONCLUSIONS

1. It is proposed to improve the process of changing running gears at the points of wagon rearrangement points (WRP) due to the use of bogies of the DK2000 type, gauge 1520 mm, interchangeable with bogies of the Y25 type, gauge 1435 mm.

2. Based on the results of a set of calculation and experimental works on the study of the dynamics of combined trains, recommendations were developed regarding the formation schemes of trains on the railways of Ukraine with groups of tank wagons of 1435 mm track gauge, according to which it is necessary that groups of tanks in the number of up to 15 units inclusively be located at the head of the composition, and groups of more than 15 (up to 30) tanks – in the tail of the composition.

3. To ensure the smooth operation of 1435 mm gauge wagons on the railways of Ukraine, the following measures are recommended:

– to manufacture and supply the necessary number of DK2000 type bogies to the WRP;

– prepare transitional wagons equipped with a screw coupler and buffers on one end and a SA-3 automatic coupler – on the other;

– to adapt braking systems used on

іншого;

- адаптувати гальмівні системи, що застосовуються на залізницях колії 1435 мм, до умов роботи з локомотивами колії 1520 мм;

- скласти відповідні інструктивні вказівки для працівників ППВ, оглядачів вагонів і машиністів локомотивів;

- провести навчання причетних лінійних працівників за маршрутами слідування інтермодальних поїздів;

- забезпечити на маршрутах слідування необхідні запасні частини до гальмівних систем і зчіпних пристроїв вагонів колії 1435 мм.

4. Для подальшого розвитку інтермодальних перевезень рекомендуються до створення вагони типу «Схід-Захід» з ходовими частинами виготовленими з використанням технології AGCS, що дозволить здійснювати прискорений перехід інтермодальних поїздів через стикові пункти колій 1520/1435 мм.

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 пропонується

1435 mm gauge railways to the operating conditions of 1520 mm gauge locomotives;

- draw up appropriate instructions for WRP employees, wagon inspectors and locomotive drivers;

- conduct training of the involved line workers on the routes of following intermodal trains;

- to provide the necessary spare parts for brake systems and coupling devices of 1435 mm gauge wagons on the following routes.

4. For the further development of intermodal transportation, it is recommended to create «East-West» type wagons with running gears manufactured using AGCS technology, which will allow for accelerated transition of intermodal trains through junction points of 1520/1435 mm gauge tracks.

5. Due to the fundamental differences of the system for assessing the dynamic qualities of rolling stock of 1520 mm track gauge from European standards and the lack of normative documents on the development and admission to operation of high-speed rolling stock, it is

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. При оновленні чинної нормативної документації стосовно введення в експлуатацію рухомого складу необхідно враховувати принципи 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, у тому числі 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 та функціональності.

proposed to improve the relevant regulatory framework by applying modern methods and means of evaluating the characteristics of vehicle parts, based on the world experience in the production and testing of new railway equipment. When updating the existing regulatory documentation on the commissioning of rolling stock, it is necessary to take into account the principles of integration and harmonisation of national guidelines with the relevant acts of the EU countries, such as European Norms (EN), Technical Specifications for Interoperability (TSI), OSJD and UIC Leaflets.

6. In the absence of established procedures for admission to the safe operation of rolling stock intended for intermodal and interoperable transportation, including the use of systems of automatic transition through junction points of tracks of different standards, general requirements for admission tasks have been formulated, which include recommendations for conducting tests with the determination degrees of compliance of wagons with technical requirements according to the criteria of motion safety, durability, reliability and functionality.

7. 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.

8. Запропоновано удосконалений метод моніторингу динамічного навантаження рухомого складу на колійну структуру заснований на вимірюванні прискорень рейок. Для забезпечення належного аналізу зареєстрованих сигналів розроблено алгоритм обчислення, який автоматично здійснює декомпозицію для кожного сигналу на окремі сегменти, пов'язані з певним колесом. Верифікацію алгоритму проведено на основі обробки

7. The general requirements for the hardware and software complex were formulated and the technical solutions of the mobile system for determining the dynamic load of the rolling stock in operating conditions were implemented. A complex of software subsystems for collecting measurement information, determining the level of driving comfort, smoothness of movement and safety indicators of rolling stock according to simplified schemes has been developed. The use of this system increases the effectiveness of predicted assessments and increases the efficiency of testing. The created system will improve the quality and speed of diagnostic operations and, as a result, significantly increase the level of safety of railway transportation.

8. An improved method for monitoring the dynamic load of rolling stock on the track structure based on measuring rail accelerations is proposed. To ensure proper analysis of the recorded signals, a computation algorithm has been developed that automatically decomposes each signal into separate segments associated with a particular wheel. The algorithm was verified based on the processing of real records of rail accelerations under the influence of the vehicles of a

реальних записів прискорень рейок під дією екіпажів дослідного поїзда. Запропонований підхід до моніторингу динамічного навантаження колії рухомим складом в русі рекомендовано до застосування в системах ідентифікації одиниць рухомого складу з наднормативним впливом на колію через відхилення у технічному стані ходових частин.

9. Результати дослідження динамічної взаємодії контрейлерної платформи і встановленого на ній автопоїзда дозволили довести доцільність прийнятого рішення про вільну установку автопоїзда на платформі, завдяки чому автомобільна підвіска одержує можливість активно амортизувати збурення, що передаються на колеса автопоїзда від платформи.

10. На підставі результатів комп'ютерного моделювання динаміки контейнерних платформ на візках з центральним підвішуванням і на візках з буксовим підвішуванням проведено порівняльну оцінку їх динамічних якостей. З аналізу отриманих розрахункових даних визначено, що платформа на візках з буксовим підвішуванням має значні переваги у порівнянні з платформою на візках з

research train. The proposed approach to monitoring the dynamic load on the track by rolling stock in motion is recommended for use in systems for identifying rolling stock units with excessive impact on the track due to deviations in the technical condition of running gears.

9. The results of the study of the dynamic interaction of the contrailer platform and the articulated lorry installed on it made it possible to prove the feasibility of the decision to freely install the articulated lorry on the platform, due to which the car suspension is able to actively absorb the disturbances transmitted to the wheels of the articulated lorry from the platform.

10. Based on the results of computer modelling of the dynamics of container platforms with bogies with central suspension and on bogies with axle-box suspension, a comparative assessment of their dynamic qualities was carried out. From the analysis of the obtained calculation data, it was determined that the platform with bogies with axle suspension has significant advantages over the platform with

центральною підвішуванням, а саме у забезпеченні збереженості колійної інфраструктури і вантажів чутливих до вібрацій, а також за показниками безпеки руху. Цей висновок дає підстави для рекомендації щодо обладнання вагонів-платформ для швидкісних комбінованих перевезень ходовими частинами з суцільними рамами і буксовим ресорним підвішуванням.

11. За наявними технічними вимогами розроблено базову конструкцію візка «дружнього до колії». Основні прогнозовані переваги застосування візків подібного типу полягають у наступному: суттєве зменшення маси невідвісних частин візка, що позитивно впливає на ходові якості вагона та дію на колію і, у зв'язку з цим, зниження витрат на утримання залізничної інфраструктури; значне зниження рівня віброприскорень кузовів вагонів, що нівелює небезпеку ушкоджень вантажів чутливих до вібрацій і ударів; відсутність обмежень швидкісних показників вантажних вагонів, як за динамічними показниками безпеки руху, так і з точки зору гальмівних характеристик.

12. Системна робота щодо організації безперевантажувальних перевезень міжнародними транспортними коридорами має

bogies with central suspension, namely in ensuring the safety of track infrastructure and cargoes sensitive to vibrations, as well as in terms of motion safety. This conclusion gives grounds for recommending that platform wagons for high-speed combined transport be equipped with running gears with solid frames and axle-box spring suspension.

11. The basic design of the «track-friendly» bogie was developed according to the existing technical requirements. The main projected benefits of using bogies of this type are as follows: a significant reduction in the weight of the bogie's unsprung parts, which has a positive effect on the running qualities of the wagon and impact on the track and, in this regard, a reduction in the cost of maintaining railway infrastructure; a significant reduction in the level of vibration acceleration of wagon bodies, which eliminates the risk of damage to cargo sensitive to vibrations and shocks; no restrictions on the speed of freight wagons, both in terms of dynamic motion safety indicators and braking characteristics.

12. Systematic work to organise unloaded transport along international transport corridors should include the formation of a

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.

fleet of specialised wagons adapted to the operating conditions of both 1520 mm and 1435 mm track gauge railways. The creation of East-West rail wagons for combined transport will significantly increase the volume of international traffic, which will help to relieve congestion on the roads and protect the environment. Rolling stock of this type will help to solve the problems of delivering a wide range of goods to and from the European Union, including transit cargo. The owners of such rolling stock will gain certain economic and competitive advantages in the European transport services market.

Literatura / References

1. Domin R.Yu., Domin Yu.V., Chernyak G.Yu. (2023). Naukovo-tekhnichne zabezpechennya bezperevantazhuval'nykh zaliznychnykh perevezen' mizh Ukrayinoyu i krayinamy Yevrosoyuzu [Scientific and technical provision of transshipment-free rail transportation between Ukraine and the countries of the European Union]. *Railway transport of Ukraine*, 2, 4-14 [in Ukrainian].
2. Domin Yu.V. (2001). *Zaliznychna tekhnika mizhnarodnykh transportnykh system (vantazhni perevezennya) [Railway equipment of international transport systems (freight transportation)]*. Kyiv: "Yunikon-Press" [in Ukrainian].
3. Myronenko V., Samsonkin V., Rudkovskiy S., Diomin R., Feldman A. (2017). Ukraine in System of Transport Links. *International Journal of Engineering Research and Development*, 13 (09), 01-06 [in English].
4. Domin Yu.V., Tereshchak Yu.V. (2009). Shlyakhy rozvytku mizhnarodnykh perevezen' na osnovi bezperevantazhuval'nykh tekhnolohiy [Ways of development of international transportation based on transshipment-free technologies]. *Railway Transport of Ukraine*, 1, 3-6 [in Ukrainian].
5. Donchenko A.V., Trotskiy M.V., Krupa A.G., Domin Yu.V. (2007). Bazovi vymohy do rukhomoho skladu dlia bezperevantazhuvalnykh perevezen [Basic requirements for rolling stock for non-overloading transportation]. *Railway Transport of Ukraine*, 1, 3-6 [in Ukrainian].
6. Domin Yu.V. (1996). Rozvytok spetsializovanoho rukhomoho skladu – sered prioritytiv [The development of specialized rolling stock is among the priorities]. In the book: *Ukrzaliznytsya. Postup chasu. 1991-1996 [Ukrzaliznytsia. Progress of time. 1991-1996]* (pp. 257-259). Transport of Ukraine [in Ukrainian].
7. Domin Yu.V., Chernyak G.Yu. (2007). Dynamika porozhn'oho vahona i bezpeka rukhu poyizda [Dynamics of an empty wagon and the safety of train movement]. *Railway transport of Ukraine*, 3, 50-52 [in Ukrainian].
8. Chernyak A.Yu. (2003). Modelyrovanye sluchaynykh vozmushchenyy v systeme «rel'sovyy ékypazh-put'» [Modeling of random disturbances in the "rail vehicle-track" system]. *Bulletin of the East Ukrainian University named after V. Dalya. Technical science Ser. Transport. Part 1*, 9 (67), 173-177 [in Russian].
9. Grigor'yev Ye.T., Migur V.V. (1979). O sushchestvovanii ogranichennykh realizatsiy sluchaynykh protsessov s zadannoy spektral'noy plotnost'yu [On the existence of limited implementations of random processes with a given spectral density]. *Oscillations, strength and stability of complex mechanical systems. Collection of scientific works*. Kyiv, «Naukova dumka», 145-147 [in Russian].
10. RD.24.050.37.95: Vagony gruzovyye i passazhirskiye. Metody ispytaniy na prochnost' i khodovyye kachestva [Freight and passenger cars. Test methods for strength and ride quality] [in Russian].
11. Domin Yu.V., Chernyak A.Yu. (2006). Opredeleniye ratsional'nykh parametrov podveski passazhirskikh vagonov [Determination of rational parameters for the suspension of passenger cars]. *Railway Transport of Ukraine*, 5, 23-26 [in Russian].

12. Tereshchak Yu.V. (2006). Otsinka mitsnosti nadresornykh balok vizkiv vantazhnykh vahoniv [Evaluation of the strength of bogie bolsters of freight wagons / Yu.V. Tereshchak. // *Railway transport of Ukraine*, 6, 62-64 [in Ukrainian].
13. Makhnenko V.I., Garf E.F., Rimsky S.T., Galinich V.I., Makhnenko O.V., Yukhimets P.S., ... Varenchuk P.A. (2006). Proyekt svarnoy nadressornoy balki telezhok gruzovykh vagonov [Design of a welded bolster for freight wagonbogies]. *Automatic welding*, 4, 3-10 [in Russian].
14. Makhnenko O.V., Saprykina G.Yu., Mirzov I.V., Pustovoy A.D. (2014). Perspektivy sozdaniya svarnykh konstruktsiy nesushchikh elementov telezhki gruzovogo vagona [Prospects for creating welded structures of load-bearing elements of a freight wagon bogie]. *Automatic welding*, 3, 36-42 [in Russian].
15. Galay E.I. (2009). Adaptatsiya tormoznykh sistem zapadnoyevropeyskikh gruzovykh vagonov k usloviyam raboty na zheleznykh dorogakh stran SNG [Adaptation of brake systems of Western European freight cars to operating conditions on the railways of the CIS countries]. *Railway transport of Ukraine*, 4, 40-43 [in Russian].
16. Blokhin Ye.P., Manashkin L.A. (1982). Dinamika poyezda (nestatsionarnyye prodol'nyye kolebaniya) [Train dynamics (non-stationary longitudinal vibrations)]. M.: Transport [in Russian].
17. Bogomaz G.I. (2004). Dinamika zheleznodorozhnykh vagonov-tsistern [Dynamics of railway tank cars]. Kyiv: Naukova Dumka [in Russian].
18. Domin Yu.V., Krivovyazyuk Yu.P., Savchuk O.M. (1997). Dinamika kombinirovannykh poyezdov [Dynamics of combined trains]. *Railway transport of Ukraine*, 2-3, 31-38 [in Russian].
19. Lazaryan V.A. (1973). O perekhodnykh rezhimakh dvizheniya poyezdov [On transitional modes of train movement]. *Proceedings of DIIT*, 15, 3-43 [in Russian].
20. Lazaryan V.A. (1974) O matematicheskom modelirovanii dvizheniya poyezda po perelomam prodol'nogo profilya puti [On mathematical modeling of train movement along fractures of the longitudinal track profile]. *Proceedings of MIIT*, 444, 83-123 [in Russian].
21. Diomin J.W., Dmitriew D.W., Kriwowitzuk J.P., Sawczuk O.M. (1996). Badanie dynamiki grup cystern DEC w pociagach ukraïnskich kolei [Study of the dynamics of DEC tank wagon groups in trains of the Ukrainian Railways]. Poznań: XII Scientific Conference "Rail Vehicles", 1, 59-67 [in Polish].
22. Domin Yu.V. (2015). Spryyannya intehratsiyi zaliznyts' Ukrayiny v yevropeys'ku transportnu merezhu shlyakhom vprovadzhennya AGCS-tekhnolohiy [Facilitating the integration of Ukrainian railways into the European transport network by implementing AGCS technologies]. *Railway Transport of Ukraine*, 3, 3-9 [in Ukrainian].
23. Suwalski R.M. (2000). SUW2000: Wózki towarowe i osobowe w automatycznym ruchu przestawczym 1435/1520 mm [SUW2000: Freight and passenger trolleys in automatic shifting motion 1435/1520 mm]. *Rail Transport Technology*, 7-8, 32-44 [in Polish].
24. Lopez G.J.L., Lacasta A.J. (2001). Talgo automatic gauge change system for freight wagons. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 215(F), 13-24 [in English].

25. Villmann J., Schwartze M. (2005). Vorstellung des Spurwechselradsatzes «RAFIL/DB AG Typ V» sowie der zugehörigen Systemkomponenten [Presentation of the “RAFIL/DB AG Type V” gauge changing wheel set and the associated system components]. *Symposium “Automatic re-gauging of rail vehicles”*, Vienna, 22 [in German].

26. Szkoda M. (2003). Analiza organizacyjno-ekonomiczna możliwości zastosowania systemu automatycznej zmiany rozstawu kół w przewozach towarowych Wschód-Zachód [Organizational and economic analysis of the possibilities of using the automatic wheel track change system in East-West freight transport]. *Problemy Eksploatacji*, 2, 275-289 [in Polish].

27. Kuz'menko A.I. (2010). Doslidzhennya vplyvu ekspluatatsiynykh faktoriv na ekonomichni pokaznyky roboty transportnykh zasobiv mizhnarodnykh vantazhnykh perevezen' [Study of the influence of operational factors on the economic performance of vehicles of international freight transportation]. *Bulletin of the Academy of the Customs Service of Ukraine. Series: Technical sciences*, 1(43), 52-57 [in Ukrainian].

10. Kuz'menko A.I. (2013). Pidvyshchennya efektyvnosti funktsionuvannya stantsiy stykuvannya kolyi riznoyi shyryny za rakhunok uprovadzhennya lohistychnykh tekhnolohiy [Increasing the efficiency of the operation of docking stations of tracks of different widths due to the introduction of logistics technologies]. *Bulletin of the Academy of the Customs Service of Ukraine. Series: Technical sciences*, 2 (50), 102-110 [in Ukrainian].

29. Domin R. (2017). Technical and technological means to ensure the development of interoperable transportation between Ukraine and the EU. *Problemy Kolejnictwa*, 176, 7-13 [in English].

30. Tulecki A. (2000). Perspektywy wykorzystania rozwiązań technicznych dla systemów transportowych Wschód-Zachód [Prospects of using technical solutions for East-West transport systems]. *14th Scientific Conference RAIL VEHICLES. Conference materials*, 3, Kraków – Arłamów, 169-178 [in Polish].

31. Lopez Gomez J. L., Lacasta Aisa J. (2001). Talgo automatic gauge change system for freight wagons. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F*, 215 (1), 13-24 [in English].

32. Álvarez A.G. (2010). *Automatic track gauge changeover for trains in Spain*. Fundación de los Ferrocarriles Españoles. Documentos de explotación económica y técnica del ferrocarril [in English].

33. Gaydarov N. (1992). Telezhki s razdvizhnymi kolesnymi parami [Bogies with gauge change wheel sets wheelsets]. *OSJD Bulletin*, 3-4, 20-23 [in Russian].

34. Pshin'ko O.M., Domin Yu.V., Savchuk O.M., Savchenko K.V. (1998). Perspektyvy vykorystannya rozsvnykh kolisnykh par [Prospects for the use of gauge change wheelsets]. *Railway Transport of Ukraine*, 4-5, 2-4 [in Ukrainian].

35. Basiewicz T., Gołaszewski A., Towpik K. (2007). Nowa technologia na kolejach o różnej szerokości torów [New technology on railways with different track gauges]. *Problemy Kolejnictwa*, 144, 5-19 [in Polish].

36. Domin Yu.V., Suvalsky R.M., Chernyak A.Yu. (2002). Khodovye kachestva vahona na telezhkakh s razdvizhnymi kolesnymi paramy [Running qualities of a wagon on bogies with gauge change wheelsets]. *Bulletin of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University. Series Transport* 1, 6 (52), 62-65 [in Russian].

37. Diomin J.W., Romanowska K. (2008). Techniczne problemy przewozów kolejowych Wschód-Zachód [Technical problems of East-West railway transport]. *Przegląd Komunikacyjny*, 6, 3-7 [in Polish].
38. Domin Yu.V., Chernyak A.Yu., Pasternak N.A., Tkachenko V.I. (2007). Prodleniye sroka sluzhby koles razdvizhnykh kolesnykh par sistemy SUW2000 [Extending the service life of wheels of gauge change wheelsets of the SUW2000 system]. *Railway transport of Ukraine*, 2, 58-62 [in Russian].
39. Domin Yu.V. (2010). Semeystvo telezhok passazhirskikh vagonov konstruksii Rysharda Suval'skogo [Family of bogies for passenger cars designed by Ryszard Suwalski]. *Wagon Park*, 4, 11-13 [in Russian].
40. Diomin Yu.V., Chernyak A.Yu. (2013). Interaction of gauge change wheelsets and the rail track. *Proceedings of 17th International Wheelset Congress. Part 1*, 70-75 [in English].
41. Suwalski R., Lustych M., Gołaszewski A. (2000). Udoskonalona technologia pokonywania różnic szerokości toru [Improved technology for overcoming track gauge differences]. *Przegląd Komunikacyjny*, 6, 1-10 [in Polish].
42. Shysh V.O., Titov M.F., Kryachko V.I., Lukhanin M.I., Myronenko V.K. (2006). INTERGAUGE-tekhnologiya – shlyakh intehratsiyi zaliznyts' krayin SND ta Yevropeys'koho Spivtovarystva [INTERGAUGE technology – the way to integrate the railways of the CIS countries and the European Community]. *Railway Transport of Ukraine*, 4, 3-8 [in Ukrainian].
43. Kuleshov V.P., Sladkovsky A.V. (2001). Ob effektivnosti rabot po programme «koleso-rel's» v lokomotivnom khozyaystve Ukrainy [On the effectiveness of work under the “wheel-rail” program in the locomotive industry of Ukraine]. *Railway transport of Ukraine*, 3, 22-24 [in Russian].
44. Domin Yu.V., Chernyak G.Yu. (2006). Vzayemodiya kolis rozsvunnykh kolisnykh par z reykamy na kolyakh 1520 i 1435 mm [The interaction of the wheels of sliding wheelsets with rails on tracks of 1520 and 1435 mm]. *Railway transport of Ukraine*, 2, 3-8 [in Ukrainian].
45. Chernyak A.Yu. (2001). Modelirovaniye vzaimodeystviya koles i rel'sov razlichnykh standartov [Modeling the interaction of wheels and rails of various standards]. *Collection of scientific works of the Kyiv University of Economics and Transport Technologies. "Transport systems and technologies" series*, 6, 70-76 [in Russian].
46. Uhoda pro asotsiatsiiu mizh Ukrainoiu, z odniiei storony, ta Yevropeiskym Soiuzom, Yevropeiskym spivtovarystvom z atomnoi enerhii i yikhnimy derzhavamy-chlenamy, z inshoi storony [Association Agreement between Ukraine, on the one hand, and the European Union, the European Atomic Energy Community and their member states, on the other hand]. Access mode: http://zakon0.rada.gov.ua/laws/show/984_011 [in Ukrainian].
47. DSTU 7598:2014: Vahony vantazhni. Zahal'ni vymohy do rozrakhunkiv ta proektuvannya novykh i modernizovanykh vahoniv kolyi 1520 mm (nesamokhidnykh) [Freight wagons. General requirements for calculations and design of new and modernized wagons of 1520 mm gauge (non-self-propelled)] [in Ukrainian].

48. Domin R.Yu., Domin Yu.V., Chernyak G.Yu., Nozhenko V.S. (2021). *Dynamika ta bezpeka shvydkisnoho rukhu reykovykh transportnykh zasobiv: monohrafiya* [Dynamics and safety of high-speed movement of rail vehicles: monograph]. Ivano-Frankivsk: NAIR [in Ukrainian].
49. UIC Leaflet 518: Testing and Approval of Railway Vehicles from the Point of View of their Dynamic Behaviour: Safety – Track fatigue – Ride quality [in English].
50. European Standard 14363: Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behavior and stationary tests [in English].
51. Nadal M.J. (1896). Theorie de la stabilite des locomotives, Part 2, Movement de Lacet [Theory of locomotive stability, Part 2, Lacet Movement]. *Annales des Mines*, 10, 232 [in French].
52. Matsudaira T. (1964). Dynamics of High-Speed Rolling Stock. *Japanese National Railway Special Issue: Research for Super High-Speed Railway*. Tokyo, Railway Technical Research Institute, 21-25 [in English].
53. Weinstock H. (1984). Wheel Climb Derailment Criteria for Evaluation of Rail Vehicle Safety. *Proceedings of the ASME. Paper no.84-WA/RT-1*, 1-7 [in English].
54. Kardas-Cinal E. (2014). Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety. *The Archives of Transport*, 31(3), 37-45 [in English].
55. Domin R.Yu. (2018). Rozvytok metodiv i zasobiv dlya rozrakhunkovoyi otsinky nesivnoyi zdatnosti ramnykh konstruktsiy motorvahonnoho rukhomoho skladu [The development of methods and tools for the estimated load-bearing capacity of frame structures of motor rolling stock]. *Bulletin of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University*, 1 (242), 50-54 [in Ukrainian].
56. Zenkevich O. (1975). *Metod konechnykh elementov v tekhnike* [Finite element method in technology]. M.: Mir [in Russian].
57. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shneiderovich R.M. (1975). *Nesushchaya sposobnost' i raschet detaley mashin na prochnost'*. *Rukovodstvo i spravochnoye posobiye* [Load-bearing capacity and strength calculation of machine parts. Guide and reference manual]. M.: "Machine Building" [in Russian].
58. RD 50-694-90: Metodicheskiye ukazaniya. Nadezhnost' v tekhnike. Veroyatnostnyy metod rascheta na ustalost' svarnykh konstruktsiy [Guidelines. Reliability in technology. Probabilistic method for calculating fatigue of welded structures] [in Russian].
59. Rabotnov Yu.N. (1979). *Mekhanika deformiruyemogo tverdogo tela* [Mechanics of deformable solids]. M.: Nauka [in Russian].
60. Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. (1985). *Raschoty detaley mashin i konstruktsiy na prochnost' i dolgovechnost': Spravochnik* [Calculations of machine parts and structures for strength and durability: Handbook]. M.: Mechanical Engineering [in Russian].
61. Dvoretzky V.I., Yavdoshchina E.F., Domin R.Yu., Chernyak A.Yu. (2010). Povysheniye dolgovechnosti konstruktsiy zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava s dlitel'noy narabotkoy [Increasing the durability of railway rolling stock structures with long operating times]. *Railway transport of Ukraine*, 5, 50-54 [in Russian].
62. Batyushin I.Ye., Hryshchenko S.G., Domin R.Yu., Domin Yu.V., Chernyak G.Yu. (2010). Suchasni pidkhody do normatyvnykh otsinok mitsnosti nesivnykh

elementiv ekipazhnykh chastyn, dynamichnykh yakostey lokomotyviv ta yikh diyi na koliyu [Modern approaches to normative assessments of the strength of load-bearing elements of crew parts, dynamic qualities of locomotives and their effect on the track]. *Locomotive-Inform*, 2, 24-27 [in Ukrainian].

63. Domin Yu.V., Dlugach L.A., Korotenko M.L., Markova O.M. (1984). *Avtokolebaniya i ustoychivost' dvizheniya rel'sovykh ekipazhey* [Self-oscillations and stability of movement of rail vehicles]. Kyiv: Naukova Dumka [in Russian].

64. Domin Yu.V., Domin R.Yu., Chernyak A.Yu. (2007). Matematicheskoye modelirovaniye i dinamika podvizhnogo sostava zheleznykh dorog [Mathematical modeling and dynamics of railway rolling stock]. *Railway transport of Ukraine*, 4, 3-8 [in Russian].

65. UIC Leaflet 519: Method for determining the equivalent conicity [in English].

66. Diomin Yu.V., Kovtun E.N., Markova O.M. (1994). Self-Excited Vibrations of Railway Vehicle with Dry Friction Units. *Vehicle System Dynamics – International Journal of Vehicle Mechanics & Mobility*, 23 (1), 71-83 [in English].

67. Timoshenko S.P. (1967). *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Vibration problems in engineering]. M.: Nauka [in Russian].

68. Domin Yu.V., Chernyak G.Yu. (2011). Rozrakhunkovo-eksperymental'nyy metod otsinky dynamichnykh yakostey rukhomoho skladu [Calculation-experimental method of evaluating dynamic qualities of rolling stock]. *Railway transport of Ukraine*, 2, 7-11 [in Ukrainian].

69. DSTU 7571:2014: Rukhomyy sklad zaliznyts'. Normy dopustymoho vplyvu na zaliznychnu koliyu shyrinoyu 1520 mm [Railway rolling stock. Norms of permissible impact on a railway track with a width of 1520 mm] [in Ukrainian].

70. Elkins J. A., Carter A. (1993). Testing and Analysis Techniques for Safety Assessment of Rail Vehicles: The State-of-the-Art. *Vehicle System Dynamics – International Journal of Vehicle Mechanics & Mobility*, 22, 185-208 [in English].

71. Licciardello R.V. (2005). Introduction to the Experimental Evaluation of the Dynamics of Railway Vehicles. *Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology*, 89-113 [in English].

72. Iwnicki S. (2006). *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. CRC Press [in English].

73. Riggall G. (2008). IWT4 goes into operation. *Railway Gazette International*, 455-456 [in English].

74. Domin Yu.V., Mostovych A.V. (2009). Vyznachennya zon deformatsiynoyi chutlyvosti dyska kola do diyi syl v kontakti z reykoju [Determination of zones of deformation sensitivity of the wheel disk to the action of forces in contact with the rail]. *Railway transport of Ukraine*, 3, 53-55 [in Ukrainian].

75. Domin R.Yu., Domin Yu.V., Chernyak G.Yu., Sergiyenko O.V. (2022). *Stiykist' rukhomoho skladu vid skhodzhennya z reyok: monohrafiya* [Stability of rolling stock from derailment: monograph]. Severodonetsk: publishing house of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University [in Ukrainian].

76. Domin R.Yu. (2017). Udoskonalennya protsedur dopusku rukhomoho skladu do ekspluatatsiyi [Improvement of procedures for admission of rolling stock to operation]. *Locomotive-Inform*, 7-8 (133-134), 35-41 [in Ukrainian].

77. Domin R.Yu., Mostovych A.V., Kolomiets O.P., Suslov E.F., Zhrebko V.A. (2011). Suchasnyy instrumentariy dlya vyprobuvan' rukhomoho skladu [Modern toolkit for rolling stock testing]. *Railway transport of Ukraine*, 6, 16-18 [in Ukrainian].
78. Domin R.Yu., Suslov E.F., Shegedin P.A., Mostovych A.V. (2011). Systema diahnostuvannya dempfiroval'nykh kharakterystyk vahoniv [The system for diagnosing damping characteristics of wagons]. *Collection of scientific papers of the Ukrainian State Academy of Railway Transport*, 99-107 [in Ukrainian].
79. European Standard 13749: Railway applications – Wheelsets and bogies – Method of specifying the structural requirements of bogie frames [in English].
80. UIC Leaflet 615-4: Motive power units – Bogies and running gear – Bogie frame structure strength tests [in English].
81. Domin R.Yu., Mostovych A.V., Kolomiets O.P. (2013). Metody i zasoby potochnoho kontrolyu ta diahnostyky tekhnichnoho stanu rukhomoho skladu [Methods and means of current control and diagnostics of the technical condition of rolling stock]. *Prospects for the implementation of technical means of traffic safety on the railways of Ukraine: XIII scientific and practical conference: collection of reports*, 16-25 [in Ukrainian].
82. Domin Yu.V., Demin R.Yu., Dmitriev D.V. (2003). Komp'yuternaya sistema kontrolya sostoyaniya khodovykh chastey passazhirskikh vagonov [Computer system for monitoring the condition of the running parts of passenger cars]. *Railway transport of Ukraine*, 5, 4-6 [in Russian].
83. Schmeja M. (2002). Realisierung eines Onboard-Fahrwerkdiagnosesystems [Realization of an onboard chassis diagnostic system]. *ZEVrail Glasers Annalen*, 126, 258-266 [in German].
84. Bladon K., Rennison D., Izbinsky G., Tracy R., Bladon T. (2004). Predictive condition monitoring of railway rolling stock. *Conference on Railway Engineering, Conference Proceedings*, 22.1-22.12 [in English].
85. Ngigi R.W., Pislaru C., Ball A., Gu F. (2012). Modern techniques for condition monitoring of railway vehicle dynamics. *Journal of Physics: Conference Series*, 364 (1), 12 [in English].
86. Ward C.P., Weston P.F., Stewart E.J.C., Li H., Goodall R.M., Roberts C., ...Dixon R. (2011). Condition monitoring opportunities using vehicle-based sensors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 225 (2), 202-218 [in English].
87. Monje P., Aranguren G., Martinez B., Casado L. (2012). Using bogie-mounted sensors to measure wheel rolling and sliding in railway tracks. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 226 (4), 371-380 [in English].
88. Matsumoto A., Sato Ya., Hona H., Shimizu M., Kuriharab J., Tomeokab M., ...Mizunoe M. (2008). A new measuring method of wheel-rail contact forces and related considerations. *Wear*, 265 (9–10), 1518-1525 [in English].
89. Bleakely S., Senini S. (2004). Autonomous time frequency analysis of wagon body accelerations. *Proceedings of the Fifth Asia Pacific Industrial Engineering and Management Systems Conference*, 34.6.1-34.6.12 [in English].
90. Cheng Li R., Harrison H., McWilliams R. (2007). Vehicle Hunting & Its Effect on North American Railroad Operations. *High Tech in Heavy Haul: International*

Heavy Haul Conference, Specialist Technical Session: Conference Proceedings, 639-645 [in English].

91. Domin R., Mostovych A., Kolomiets A. (2014). Improving the Means of Experimental Determination of Dynamic Loading of the Rolling Stock. *An International Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*, 14 (1), 37-49 [in English].

92. Kring D., Travis D. (2011). *LabVIEW for everyone*. Translation from English edited by P. Mikheev. M.: DMK Press [in English].

93. *Operation Instructions and Safety Guidelines cRIO GPS Modules* (2011). Germany, Troisdorf : Datentechnik GmbH [in English].

94. Fedosov V.P., Nesterenko A.K. (2007). *Tsifrovaya obrabotka signalov v LabVIEW [Digital signal processing in LabVIEW]*. M.: DMK Press [in Russian].

95. Domin R.Yu., Mostovych A.V., Shcherbyna Yu.V. (2010). Do sposobiv otsinyuvannya dynamichnoyi vzayemodiyi kolis i reyok [To methods of evaluating the dynamic interaction of wheels and rails]. *Bulletin of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University. Part 1*, 5 (147), 27-31 [in Ukrainian].

96. Domin R.Yu., Mostovych A.V., Kolomiets O.P. (2013). Zasoby instrumental'noyi otsinky tekhnichnoho stanu rukhomoho skladu [Means of instrumental assessment of the technical condition of rolling stock]. *Wagon park*, 12, 10-15 [in Ukrainian].

97. Cherniak G., Domin R., Nozhenko O., Mostovych A. (2016). About diagnosing of impact of railway vehicles on the track. *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej*, 112, 59-69 [in English].

98. Cherniak G. Domin R., Nozhenko O. (2016). On the Study of the Rolling Stock Impact on the Track Structure. *Advanced Rail Technologies: 5th International Conference: Conference Proceedings*, 31 [in English].

99. Chernyak A., Gerlici Ju., Nozhenko O., Domin R., Kravchenko K., Lack T. (2016). The Experimental Research of the Dynamic Loading of the Railway Track. *Experimentální a výpočtové metody v inženýrství: III. Ročník konference pro mladé vědecké pracovníky*: electronic publishing [in English].

100. Bruni S., Goodall R., Mei T.X., Tsunashima H. (2007). Control and monitoring for railway vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics – International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 45 (7-8), 743-779 [in English].

101. Rosero J.A., Romeral L., Ortega J.A. (2009). Short-circuit detection by means of empirical mode decomposition and Wigner-Ville distribution for PMSM running under dynamic condition. *IEEE Trans. On Industry Electronics*, 56, 1171-1180 [in English].

102. Liang B., Iwnicki S., Feng G., Ball A., Tran V.T., Cattley R. (2013). Railway wheel flat and rail surface defect detection by time-frequency analysis. *Chemical Engineering Transactions*, 33, 745-750 [in English].

103. Oba T., Yamada K., Okada N., Tanifuji K. (2009). Condition monitoring for Shinkansen bogies based on vibration analysis. *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, 2 (2), 133-144 [in English].

104. Domin R., Mostovych A., Kolomiets A. (2014). Improving the means of experimental determination of dynamic loading of the rolling stock. *An International*

- Quarterly Journal on Motorization, Vehicle operation, Energe Efficiency and Mechanical Engineering "TEKA", 14 (1), 37-49 [in English].*
105. Daubechies I. (1992). *Ten Lectures on Wavelets. Vol. 61 of CBMS-NSF Regional Conference Series in Applied Mathematics*. Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics, SIAM [in English].
106. Kirpa G.N. (1998). Organizatsiya kontreylernykh perevozok v Ukraine [Organization of piggyback transportation in Ukraine]. – Dnepropetrovsk: Art-Press [in Russian].
107. Domin Yu.V. (2011). Zheleznodorozhnaya tekhnika kombinirovannogo transporta [Railway technology of combined transport]. *Railway transport of Ukraine*, 6, 9-12 [in Russian].
108. Diomin Ju., Slobodian A. (2012). Technika kolejowa kombinowanego transportu Ukrainy [Railway technology of combined transport of Ukraine]. *Problemy Kolejnictwa*, 156, 5-15 [in Polish].
109. Shatunov A.V. (1998). Tekhnicheskiye usloviya pogruzki i krepleniya avtopoyezdov na spetsializirovannykh platformakh [Technical conditions for loading and securing road trains on specialized platforms]. *Railway transport of Ukraine*, 2-3, 43-46 [in Russian].
110. Stoilova S., Martinov S. (2022). Evaluation of semi-trailer rail transport technologies by using multi-criteria analysis. *Proceedings 21st International Scientific Conference «Engineering for Rural Development»*, 682-691 [in English].
111. Madej J. (Ed.). (2000). *Technika taboru drogowo-szynowego (bimodalnego) [Technique of road-rail rolling stock (bimodal)]*. Poznań: Institute of Rail Vehicles [in Polish].
112. Domin Yu.V., Domin R.Yu., Chernyak G.Yu. (2020). Dynamichna vzayemodiya kontreylernoyi platformy i avtopoyizda [Dynamic interaction of the counter-rail platform and the road train]. *Collection of scientific works of the State University of Infrastructure and Technologies. "Transport systems and technologies" series*, 35, 4-13 [in Ukrainian].
113. Kirpa H.M., Domin Yu.V. (1997). Tekhnichne zabezpechennya kontreylernykh perevezen' mizhnarodnymy korydoramy Ukrayiny [Technical support of counter-trailer transportation through international corridors of Ukraine]. *Railway transport of Ukraine*, 1, 28-32 [in Ukrainian].
114. Domin Yu.V. (2011). Zheleznodorozhnaya tekhnika kombinirovannogo transporta [Railway technology of combined transport]. *Railway transport of Ukraine*, 6, 9-12 [in Russian].
115. Domin Yu.V., Domin R.Yu., Chernyak G.Yu. (2019). Otsinka dynamichnykh pokaznykiv bezpeky rukhu vahoniv dlya shvydkisnykh konteynernykh perevezen' [Evaluation of dynamic indicators of the safety of carriages for high-speed container transportation]. *Collection of scientific papers of the State University of Infrastructure and Technologies: Series "Transport systems and technologies"*, 2 (33), 111-120 [in Ukrainian].
116. Domin Yu.V., Domin R.Yu., Chernyak G.Yu., Nozhenko V.S. (2020). Vyznachennya pokaznykiv vertykal'noyi dynamiky konteynernykh platform na vizkakh z tsentral'nym i buksovim pidvishuvannyam [Determination of indicators of vertical dynamics of container platforms on bogies with central and axle suspension].

Scientific Journal – Bulletin of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 7 (263), 84-88 [in Ukrainian].

117. Domin Y.V., Zahovayko O.P., Chernyak G.Yu., Shevchuk P.A. (2014). Komp'yuterne modelyuvannya dynamiky reykovykh transportnykh zasobiv [Computer modeling of the dynamics of rail vehicles]. *Bulletin of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". Mechanical engineering series*, 94-98 [in Ukrainian].

118. Domin R., Domin Iu., Cherniak G., Mostovych A., Konstantidi V., Gryndei P. (2016). Investigation of the Some Problems of Running Safety of Rolling Stock on the Ukrainian Railways. *Archives of Transport*, 40 (4), 79-91 [in English].

119. Domin R. (2017). *Mechanical Safety of Railway Vehicles*. Düsseldorf, LAMBERT Academic Publishing [in English].

120. Domin Yu.V., Domin R.Yu., Cherniak G.Yu., Nozhenko V.S. (2021). Analysis of the conditions for the exhaustion of the stability margin in the rail track of freight cars with three-piece bogies. *Archives of transport*, 57 (1), 119-129 [in English].

121. UIC Leaflet 505-1: Railway transport stock. Rolling stock construction gauge [in English].

122. OSJD Leaflet 500: Obshchiye pravila po gabaritam dlya podvizhnogo sostava v interoperabel'nom mezhdunarodnom soobshchenii [General rules on dimensions for rolling stock in interoperable international traffic] [in Russian].

123. UIC/OSJD Leaflet 430 – 4: Wagons. Operation between 1 435 mm gauge and 1 520 mm gauge networks. Technical provisions and approval conditions [in English].

124. OSJD Leaflet 516: Gruzovyye vagony soobshcheniya mezhdru zheleznymi dorogami kolei 1435 mm i zheleznymi dorogami kolei 1520 mm. Tekhnicheskiye predpisaniya i tekhnicheskiye usloviya dlya dopuska vagonov [Freight cars for communication between 1435 mm gauge railways and 1520 mm gauge railways. Technical regulations and technical conditions for the admission of wagons] [in Russian].

125. UIC Leaflet 577: Wagon stresses [in English].

126. UIC Leaflet 522: Technical conditions to be fulfilled by the automatic coupler of the UIC and OSJD Member Railways [in English].

127. UIC Leaflet 507: Wagons – conditions governing wagons conveyed on ferries [in English].

128. Veselka Ya. (2002). Ustroystva stsepleniya zheleznodorozhnykh transportnykh sredstv, prednaznachennykh dlya perevozok v napravlenii «Vostok-Zapad» [Clutch devices for railway vehicles intended for transportation in the East-West direction]. *OSJD Bulletin*, 6, 15-17 [in Russian].

129. UIC Leaflet 523: Technical conditions with which automatic couplers of the UIC and OSJD Member Railways must comply in order to ensure compatibility of couplers [in English].

130. OSJD Leaflet 522/4: Tekhnicheskiye usloviya, kotorym dolzhna otvechat' avtostseпка na dorogakh chlenakh OSJD i na dorogakh chlenakh UIC dlya obespecheniya vzaimodeystviya stepok [Technical conditions that an automatic coupler on OSJD member railways and on UIC member railways must meet to ensure the interaction of couplers] [in Russian].

131. UIC Leaflet 540: Brakes – Air Brakes for freight trains and passenger trains [in English].
132. UIC Leaflet 541-1: Brakes – Regulations concerning the design of brake components [in English].
133. UIC Leaflet 543: Brakes – Regulations governing the equipment of trailing stock [in English].
134. Domin R.Yu. (2018). Vymohy do khodovykh chastyn shvydkisnoho rukhomoho skladu ta koliynoyi struktury na liniyakh shvydkisnoho rukhu [Requirements for running parts of high-speed rolling stock and track structure on high-speed lines]. *Ukrainian railway*, 1-2 (55-56), 18-21 [in Ukrainian].

[illegible]

This image shows a single sheet of white paper with horizontal ruling lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page. There are no margins, text, or other markings on the paper.

Наукове видання

Scientific edition

Р. Ю. ДЬОМІН, Ю. В. ДЬОМІН,
Г. Ю. ЧЕРНЯК, А. В. МОСТОВИЧ

R. YU. DOMIN, YU. V. DOMIN,
G. YU. CHERNIAK,
A. V. MOSTOVYCH

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ
СТВОРЕННЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО
РУХОМОГО СКЛАДУ
ТИПУ «СХІД-ЗАХІД»**

**SCIENTIFIC
AND TECHNICAL FOUNDATIONS
FOR THE DEVELOPMENT
OF «EAST-WEST» RAILWAY
ROLLING STOCK**

Монографія

Monograph

ISBN 978-617-8011-80-2

В авторській редакції
Формат 60х84 1/16. Папір офсетний.
Друк цифровий.
Гарнітура Times New Roman.
Умовн. друк. арк. 22,09
Наклад 50 прим.

**ВИДАВНИЦТВО
“НАІР”**

Івано-Франківськ, вул. Височана, 18,
Тел. (050) 433-67-93
email: fedorynrr@ukr.net

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
№4191 від 12.11.2011р.