

Для індивідуальних передплатників - 74126
Для підприємств і організацій - 40294



ISSN 2311-4061

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ У КРАЇНІ

Науково-практичний журнал

RAILWAY TRANSPORT OF UKRAINE

THE SCIENTIFIC-PRACTICAL JOURNAL

3/2020

The conceptual thrust of scientific and technical publications in this journal is based on the priorities of the JSC "Ukrzaliznytsia" activity, of the Scientific and Technical Councils of the Company and the branch "SEI" of JSC "Ukrzaliznytsia" decisions.

Journal publications main directions:

- rail way transport reform;
- transport systems and logistics;
- technical politics and scientific and technical support;
- train operation and safety;
- rolling stock and infrastructural recourses;
- railway automatics, communication and informatization;
- resource efficiency and ecology;
- railway operation practical experience.

The journal "Railway transport of Ukraine" is indexed in Ukrainika Naukova, RSCI, Google Scholar.

Responsibility for the accuracy of facts, quotations, proper names and other information is on the authors of publications and advertisers.

Journal founder -
UKRAZALIZNYTSIA
Publisher - The Rail Transport Scientific
and Engineering Institute, branch of JSC
"Ukrzaliznytsia" (branch "SEI")
Published since May 1996

Chief Editor

Sergiy Myamlin

Deputy Chief Editor

Sergiy Gryshchenko

Materials reprinting - only with the permission of the journal editorial staff. Materials are printed by the original language: Ukrainian, Russian, and English. Articles are reviewed. The editors not always share the opinion of the author.



«Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» - філія АТ «Укрзалізниця»

- Наукові дослідження з підтримки і розвитку залізничного транспортного комплексу та його складових
- Контроль технічного стану тяглових та моторвагонного рухомого складу, пасажирських і вантажних вагонів та інших спеціальних рухомих складів методами неруйнівного контролю
- Інспекційний та приймальний контроль продукції, що постачається для потреб АТ «Укрзалізниця»
- Атестація заводів на право виконання зварювальних та наплавляювальних робіт при виготовленні, ремонті та модернізації металоконструкцій, вузлів та деталей залізничного рухомого складу, виробничого обладнання інфраструктури, а також елементів верхньої будови колії згідно вимог СОУ 35-2-0001/7584-030 1(2):2009 «Правила атестації заводів на залізничному транспорті. Зварювання та наплавлення. Частина 1. Сталь. (Частина 2. Чавун)» та МПАГО 0.00-1.16-96 «Правила атестації заводів»
- Атестація підприємств щодо експлуатації, обслуговування, ремонту складових частин, деталей, вузлів рухомого складу
- Дослідження життєвих циклів залізничного рухомого складу та розрахунок їх вартості
- Послуги з дослідження експлуатаційної надійності залізничної техніки та супроводу її впровадження
- Комплексні вимірювання фізичних величин, визначення показників безпеки руху, ходових якостей, комфортності та плавності ходу рухомого складу, його міцності, а визначення статичних і динамічних напружень
- Проведення комплексних інженерних розрахунків з оцінки напружено-деформованого стану металевих конструкцій: статичний та динамічний розрахунок міцності, модальний аналіз власних форм і частот коливань, розрахунок втомної довготривалості конструкцій
- Проведення тривимірних вимірювань великогабаритних конструкцій
- Послуги акредитованого Науково-виробничого центру філії згідно ДСТУ ISO/IEC 17025
- Лабораторні дослідження якості (міцнісний склад, структура, властивості) металів і сплавів, деталей, вузлів рухомого складу та елементів інфраструктури
- Здійснення випробувань та вимірювань відповідно до галузі акредитації з метою перевірки якості нафтопродуктів, вузлів, тяглових істових, лакофарбових матеріалів, технологічних вод, електролітів, лису, чавуну та сталей, промислових стічних вод на відповідність нормативній документації, проведення досліджень складу та властивостей повітря робочої зони, важкості та напруженості праці
- Проведення контролю геометрії рухомого складу та його складових частин
- Експертиза та розробка нормативно-технічної документації з експлуатації та організації ремонтів тяглових та моторвагонного рухомого складу, пасажирських, вантажних та інших вагонів
- Експертиза та розробка нормативної, технічної та конструкторсько-технологічної документації для верхньої будови колії, штичних споруд, експлуатації та ремонту колійних машин і механізмів, залізничної автоматики, систем телекомунікації та енергетики
- Модернізація та ремонт несучих конструкцій тяглових та моторвагонного рухомого складу
- Проектування та виготовлення нестандартного обладнання для ремонту рухомого складу
- Організація і проведення міжлабораторних порівнянь результатів вимірювань та випробувань
- Послуги архіву залізничної нормативно-конструкторської документації
- Послуги поліграфічної діяльності

INTERNATIONAL EDITORIAL COUNCIL

Volodymyr Zaitsev, Ph.D. Tech., branch "SEI", Ukraine (chairman of the council)
Konstantin Bockhov, Dr.Tech.Sc., Belarusian State University Transport, Belarus
Gintautas Bureika, Dr.Tech.Sc., Vilnius Technical University, Lithuania
Andrzej Żurkowski, Ph.D.Tech., Instytut Kolejnictwa, Poland
Mykhailo Kelrikh, Dr.Tech.Sc., branch "SEI", Ukraine
Viktor Leonets, Dr.Tech.Sc., Institute for Problems of Strength of the National Academy of Sciences of Ukraine

Mykhailo Makarenko, Dr.Ec.Sc., Ukraine
Sergiy Myamlin, Dr.Tech.Sc., JSC "Ukrzaliznytsia", Ukraine
Viktor Ushkalov, Dr.Tech.Sc., Institute of the State Space Agency and National Academy of Science of Ukraine
Oleksandr Fedorenko, Director of the Department of State Policy in the field of Rail Transport of the Ministry of Infrastructure of Ukraine

EDITORIAL BOARD

Gleb Vatulys, Dr.Tech.Sc., Ukrainian State University of Railway Transport
Mykola Gorbunov, Dr.Tech.Sc., East Ukrainian National University, Ukraine
Sergiy Gryshchenko, Ph.D. Tech., branch "SEI", Ukraine
Eduard Danilenko, Dr.Tech.Sc., State University of Infrastructure and Technology, Ukraine
Valery Domansky, Dr.Tech.Sc., NTU "Kharkov National University of Municipal Economy", Ukraine
Yuriy Dymilev, Dr.Tech.Sc., East Ukrainian National University, Ukraine

István Zobory, Dr.Tech.Sc., Budapest University of Technology and Economics
Jan Kalivoda, Dr.Tech.Sc., Czech Technical University in Prague
Sergiy Kara, Ph.D. Tech., branch "SEI", Ukraine
Viktor Myronenko, Ph.D. Tech., State University of Infrastructure and Technology, Ukraine
Sergiy Myamlin, Dr.Tech.Sc., JSC "Ukrzaliznytsia", Ukraine
Arthur Putsiata, Dr.Tech.Sc., Belarusian State University of Transport
Anatoliy Falekhin, Dr.Tech.Sc., Ukrainian State Academy of Railway Transport, Ukraine

International Standard Serial Number ISSN 2311-4061.
Indexes in the Catalog of Ukrainian Publications "Press by mail":
for individual persons - 74126; for legal persons - 40294.
4 Journals per year.

The address of the editorial office:

The "RT SEI" branch of JSC "Ukrzaliznytsia", 39, Ivan Fedorova Str., Kyiv, 03038, Ukraine.
Tel.: +38 (044) 309-68-93; +38 (044) 465-38-11; факс: +38 (044) 428-93-01.
E-mail: ztu1520mm@gmail.com.

Web: http://uz.gov.ua/about/activity/science/ndkti_uz/tzu/

Drafting group: Alexander Bocharov, Sergiy Gryshchenko, Kateryna Dukhnenko, Alla Myrgorodska,



Наші контакти:

вул.І.Федорова, 39 м.Київ, 03038, Україна
Тел.: 38 (044) 465 38 10
Факс: 38 (044) 428 93 01
E-mail: info@ndkti.gov.ua
ndkti@uz.gov.ua
ndkti.gov.ua

**Засновник -
УКРЗАЛІЗНИЦЯ**
**Видавець - "Науково-дослідний
та конструкторсько-
технологічний інститут
залізничного транспорту"**
(Філія "НДКТІ"
АТ "Укрзалізниця")

Видається з травня 1996 р.
Реєстраційне свідоцтво КВ № 1429
від 10.05.95.

Головний редактор

Мямлін С. В.

Заступник головного редактора

Грищенко С. Г.

Передрук матеріалів - тільки з
дозволу редакції журналу.
Матеріали друкуються мовою
оригіналу: українською,
російською, англійською.
Статті рецензуються.
Відповідальність за достовірність
фактів, цитат, власних імен та інших
відомостей несуть автори
публікацій та рекламодавці.
Індекси журналу в Каталозі
передплатних видань України: для
індивідуальних передплатників -
74126,
для підприємств та організацій -
40294.
На рік видається 4 номери журналу.
Ціна договірна.
Формат 60х90/8.
Папір крейдований.
Друк офсетний.
Установчий тираж: 200 прим.
Журнал надруковано у типографії
ПрАТ «Газета «Приазовський
робочий», м. Маріуполь,
Донецька обл., пр. Мира, 19

Адреса редакції:

03038, м. Київ, вул. Федорова, 39,
НДКТІ ЗТ, редакція ЗТУ.
Тел.: +38 (044) 309-68-93
+38 (044) 465-38-11
Факс: +38 (044) 528-93-01
E-mail: ztu1520mm@gmail.com;
https://www.uz.gov.ua/about/activit/y/science/ndkti_uz/ztu/.
Цифровий ідентифікатор DOI
присвоєно виданню реєстраційним
агентством Crossref.

Над випуском працювали:

Бочаров О. П., Грищенко С. Г.,
Духненко К. С., Миргородська А. І.

ШАНОВНІ ЗАЛІЗНИЧНИКИ І ЧИТАЧІ ЖУРНАЛУ!



Залізничний транспорт завжди був і є стратегічною галуззю, що впливає на розвиток економіки та суспільства. І від рівня розвитку залізничної галузі та від підвищення її інноваційності багато в чому залежить розвиток основних сегментів вітчизняної промисловості. Саме зараз настав переломний момент у житті залізничного транспорту, коли керівництво галузі дійсно прагне позитивних змін, а залізничники спроможні їх успішно реалізувати.

Тому є всі передумови реально перетворити залізничний транспорт у локомотив національної економіки України.

Поступово здійснюється реформування науково-технічної складової виробничої вертикалі. На вимоги потреб галузі, за рішенням правління, у складі філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця» створено Проектно-конструкторське та технологічне бюро автоматики, телекомунікацій і енергетики (ПКТБ АТЕ), додатково до існуючих бюро з питань рухомого складу та колії. Розвиток і підтримка господарств енергетики, автоматики та телекомунікацій АТ «Укрзалізниця» потребують постійного науково-технічного супроводу. Одним з перших завдань створеного ПКТБ АТЕ є актуалізація енергетичної стратегії товариства та узгодження рішень щодо розбудови інтерактивної енергетичної системи електропостачання залізниць.

Таким чином, продовжується розвиток інженерно-технічного напрямку діяльності товариства, що надасть можливість підвищити ефективність діяльності залізничного транспорту в цілому.

Користуючись нагодою, від імені редакційної колегії галузевого науково-практичного журналу «Залізничний транспорт України» вітаю всіх залізничників з Днем залізничника України та бажаю здоров'я, успіхів, творчої наснаги і родинного щастя!

*З повагою,
Сергій Мямлін –
головний редактор журналу,
директор Департаменту розвитку
і технічної політики АТ «Укрзалізниця»,
доктор технічних наук, професор*

Концептуальна спрямованість науково-технічних публікацій у журналі формується на підставі пріоритетів діяльності АТ «Укрзалізниця», рішень Науково-технічних рад Товариства і філії "НДКТІ" АТ "Укрзалізниця". Основні напрямки публікацій журналу, це: реформування залізничного транспорту; транспортні системи та логістика; технічна політика і науково-технічне забезпечення; організація і безпека руху поїздів; рухомий склад і засоби інфраструктури; залізнична автоматика, зв'язок і інформатизація; ресурсозбереження та екологія; практичний досвід експлуатації залізниць тощо. Журнал «Залізничний транспорт України» внесено до Переліку наукових фахових видань України, наказ МОНУ № 975 від 11.07.2019, та включено до української загальнодержавної реферативної бази даних «Україніка наукова», бібліографічної бази даних наукових публікацій РИНЦ, пошукової системи Google Scholar.

Матеріали даного випуску розглянуто та рекомендовано до друку Науково-технічною радою філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця», протокол № 3/20 від 28.08.2020 р.

Використання даних державних статистичних спостережень у наукових статтях без посилання на їх джерело заборонено. При використанні чи передруку матеріалів журналу «Залізничний транспорт України» посилання на видання є обов'язковим.

МІЖНАРОДНА РЕДАКЦІЙНА РАДА

ЗАЙЦЕВ В. О., канд. техн. наук,
директор філії «НДКТІ» АТ
«Укрзалізниця» (голова ради)
БОЧКОВ К. А., докт. техн. наук,
професор Білоруського
державного університету
транспорту (Республіка Білорусь)
БУРЕЙКА Г., докт. техн. наук,
професор Вільнюського
технічного університету ім.
Гедімінаса (Литва)
ЖУРКОВСКИ А., канд. техн. наук,
директор Інституту Колійництва

(Польща)
КЕЛЬРИХ М. Б., докт. техн. наук,
професор, науковий радник
директора філії «НДКТІ»
АТ«Укрзалізниця»
ЛЕОНЕЦЬ В. А., докт. техн. наук,
провідний науковий співробітник
Інституту проблем міцності імені
Г.С. Писаренка НАН України
МАКАРЕНКО М. В., докт. екон.
наук, професор (Україна)
МЯМЛІН С. В., докт. техн. наук,

професор, директор Департаменту
розвитку і технічної політики АТ
«Укрзалізниця»
УШКАЛОВ В. Ф., член-кореспон-
дент НАН України, докт. техн.
наук, професор, завідувач відділу
Інституту технічної механіки НАН і
НАН України
ФЕДОРЕНКО О. Г., генеральний
директор Директорату залізничного
транспорту Міністерства
інфраструктури України

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

ВАТУЛЯ Г. Л., докт. техн. наук,
професор, проректор з наукової
роботи Українського державного
університету залізничного
транспорту
ГОРБУНОВ М. І., докт. техн. наук,
професор, завідувач кафедри
«Залізничний, автомобільний
транспорт та підйомно-
транспортні машини»
Східноукраїнського
національного університету
ім. В. Даля
ГРИЩЕНКО С. Г. (заступник
головного редактора), канд. техн.
наук, доцент, помічник директора
філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця»
ДАНИЛЕНКО Е. І., докт. техн. наук,
професор, завідувач кафедри
«Залізнична колія та колійне
господарство» Державного
університету інфраструктури та
технологій, Україна

ДОМАНСЬКИЙ В. Т., докт. техн.
наук, професор кафедри
«Електричний транспорт»
Харківського національного
університету міського
господарства ім. О.М. Бекетова
ДЬОМІН Ю. В., докт. техн. наук,
професор кафедри «Залізничний,
автомобільний транспорт та
підйомно-транспортні машини»
Східноукраїнського
національного університету
ім. В. Даля
ЗОБОРИ Іштван (Zobory István),
докт. техн. наук, професор
Будапештського технологічного та
економічного університету
КАЛІВОДА Ян (Kalivoda Jan), канд.
техн. наук, ас. проф. Чеського
технічного університету в Празі

КАРА С.В., канд. техн. наук,
начальник науково-дослідного
відділу динаміки та міцності філії
«НДКТІ» АТ «Укрзалізниця»
МИРОНЕНКО В. К., докт. техн.
наук, професор, завідувач
кафедри «Управління
комерційною діяльністю
залізниць» Державного
університету інфраструктури та
технологій, Україна
МЯМЛІН С. В. (головний
редактор), докт. техн. наук,
професор, директор
Департаменту розвитку і технічної
політики АТ «Укрзалізниця»
ПУТЯТО А. В. (Putsiata A.), докт.
техн. наук, доцент, завідувач
кафедри «Локомотиви»
Білоруського державного
університету транспорту
ФАЛЕНДИШ А. П., докт. техн.
наук, професор, завідувач
кафедри «Теплотехніка, теплові
двигуни та енергетичний
менеджмент» Українського
державного університету
залізничного транспорту

ЗМІСТ	CONTENTS
Рухомий склад	Rolling stock
Кара С.В., Повисший В.М., Прокопенко П.М. Дослідження та визначення безпечних умов експлуатації порожніх вагонів-хоперів, переобладнаних з цементовозів і мінераловозів.....4	S.Kara, V.Povyshysh, P.Prokopenko Research and determination of safe operating conditions for empty hopper wagons converted from cementcar and mineralcar4
Дегтярев В.О. Метод розрахунку меж витривалості зварних з'єднань різної товщини після високочастотної механічної проковки10	V. Degtyarev Method for calculating the fatigue limit of welded joints of different thicknesses after high-frequency mechanical forging10
Надійність та менеджмент якості	Reliability and management of quality
Міхійенко В.О., Стріленко В.Е., Феногенов А.І. Особливості проведення вхідного контролю основних деталей візків вантажних вагонів в структурних підрозділах АТ «Укрзалізниця».....18	V. Mikhienko, V. Strilenko, A. Fenogenov Peculiarities of input control of main parts of freight carts in structural subdivisions of JSC "Ukrzaliznytsia"18
Інфраструктура	Infrastructure
Мойсеєнко К.В., Суслов В.М. Вплив вантажонапруженості колії на працездатність рейкового скріплення типу КПП-5 за даними лабораторних досліджень.....26	K. Moyseyenko, V. Suslov Influence of density of freight traffic on serviceability of fastening of type KPP-5 according to laboratory researches.....26
Технічна політика	Technical policy
Татур О.К. Новини стандартизації32	O. Tatur Standardisation news.....32
Новини АТ «Укрзалізниця»	News of JSC "Ukrzaliznytsia"
Науково технічна рада АТ «Укрзалізниця».....33	Scientific and technical council of JSC «Ukrzaliznytsia»...33
Моделі та моделювання	Models and modelling
Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю. До визначення ймовірних причин сходжень з рейок вантажних вагонів.....35	Yu. Domin, G. Cherniak To the definition of the probable causes of derailment of freight cars.....35
Мямлін С.С. Математична модель просторових коливань чотиривісного напіввагона на візках з пружним зв'язком колісних пар і бічних рам.....43	S. Myamlin Mathematical model of spatial vibrations of a four-axle gondola car on bogies with elastic coupling of wheelsets and side frames..... 43
Сторінки історії	Pages of history
Рубан М. Ю. Передумови створення швидкісних обтічних паровозів на Луганському паровозобудівному заводі.....51	M. Ruban Prerequisites for the creation of high-speed streamlined locomotives at the Luhansk Steam Locomotive Plant.....51
Реферати64	Abstracts64

УДК 629.4.017

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-04-09

Канд. техн. наук Кара С. В.

Інженер Повисий В. М.

Магістр Прокопенко П. М.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ БЕЗПЕЧНИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПОРОЖНІХ ВАГОНІВ-ХОПЕРІВ, ПЕРЕОБЛАДНАНИХ З ЦЕМЕНТОВОЗІВ І МІНЕРАЛОВОЗІВ

Ключові слова: вагон-хопер, переобладнання вагонів, стійкість від сходження з рейок, ходові динамічні випробування, моделювання динаміки.

Вступ

Актуальним завданням для забезпечення безпеки руху на залізничному транспорті є контроль динамічних якостей вантажних вагонів, які експлуатуються понад встановлений заводом-виробником строком служби, особливо при проведенні переобладнань та модернізацій таких вагонів.

Сходження вагона з рейок є одним з найбільш матеріально затратних та небезпечних прикладів погіршення динамічних якостей вагона. Протягом 2018–2019 рр. на коліях АТ «Укрзалізниця» неодноразово були зафіксо-

вані випадки сходжень з рейок порожніх 4-х вісних вагонів для сипучих вантажів переобладнаних з цементовозів та мінераловозів (моделей 11-715-01 і 19-923-01). Суть переобладнання полягає у заміні даху на посилену обв'язку з метою забезпечення експлуатації даних вагонів у якості напіввагонів-хоперів. Для з'ясування причин виникнення сходження з рейок вищезазначених вагонів та розробки заходів щодо підвищення їх безпеки руху, Науково-впроваджувальним центром філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця» проведено ходові динамічні випробування та моделювання динаміки руху цих вагонів у порожньому стані.

Методи дослідження

Використовувалися методи класичної механіки, об'єктно-орієнтованого програмування, цифрової обробки сигналів, математичної статистики, методи та засоби експериментального дослідження напружено-деформованого і вібраційного стану конструкцій, методи та засоби комп'ютерного моделювання динаміки машин.

Об'єкти дослідження

Вагон для сипучих вантажів моделі 19-923-01 № 90687609, 1988 року побудови (рис. 1) та вагон-хопер моделі 11-715-01 № 96922539, 1988 року побудови (рис. 2), в порожньому стані.



Рис.1 – Вагон-хопер моделі 19-923-01



Рис.2 – Вагон-хопер моделі 11-715-01

Результати ходових динамічних випробувань

Відповідно до існуючої нормативної схеми [1–2] була проведена установка засобів вимірювальної техніки (далі – ЗВТ) на несівні елементи візків означених вагонів:

- в зонах радіусних переходів R55 бокових рам візків для оцінки вертикальної динаміки їх необресорених частин (рис. 3 а);

- на бокових рамах візків для оцінки горизонтальних сил (рис. 3 б);

- на надресорній балці візка для оцінки вертикальної динаміки обресорених частин вагону (рис. 3 в).

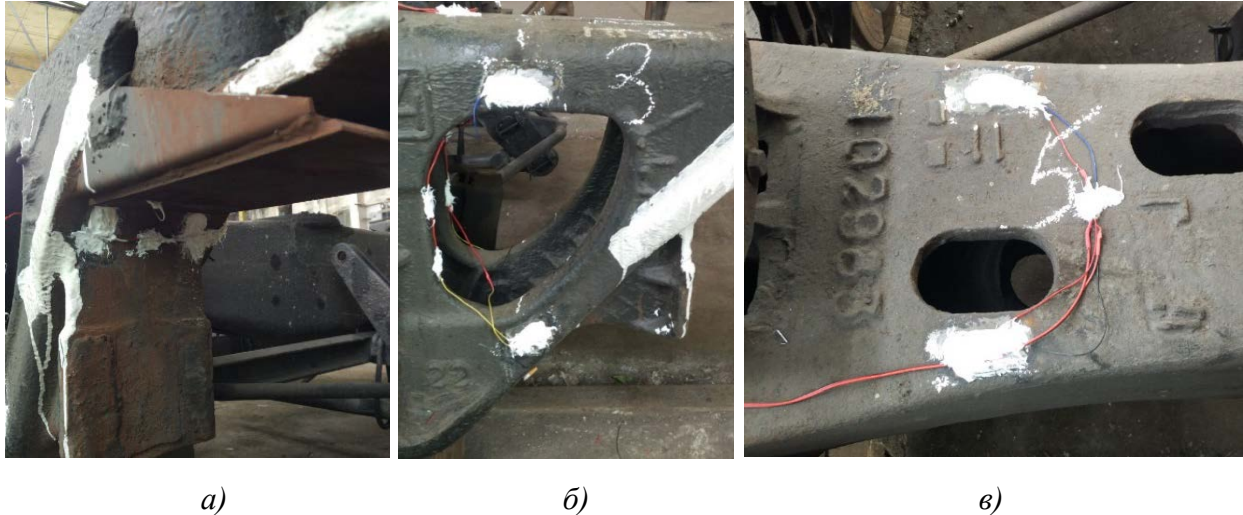


Рис. 3 – Приклад встановлення тензорезисторів на несівних елементах візків вагонів

Після встановлення ЗВТ на визначені дослідні зразки вагонів проведено тарування їх візків дією вертикальних та горизонтальних сил. Додатково, обресорені та не обресорені елементи візків дослідних вагонів обладнувалися акселерометрами для вимірювань прискорень цих деталей. Аналогові сигнали від встановлених датчиків (ЗВТ) по д्रो-товим лініям зв'язку передавалися у вимірювальні модулі NI 9237, виробництва National Instruments.

Цифрові сигнали з модулів NI 9237 по внутрішній шині передаються у контролер NI 9012, з виходу якого по інтерфейсній шині Ethernet вони надходять у комп'ютер, в якому проводиться обробка, відображення й зберігання вимірювальної інформації.

Програмне забезпечення (ПО) вимірювального комплексу виконує функції управління процесом запису інформації, початкового налаштування режиму реєстрації сигналів від вимірювальних каналів, режимами роботи автоматичного реєстратора, математичні функції обробки, представлення і зберігання вимірювальної інформації. Для управління роботою ПО використовується

інтегральна мікросхема (ПЛІС), розташована в шасі NI 9104. ПО вимірювального комплексу складається з наступних блоків:

- програмного забезпечення;
- прикладного програмного забезпечення контролера NI 9012;
- клієнтської частини прикладного програмного забезпечення реєструючого комп'ютера.

Ходові динамічні випробування вагонів проводились у порожньому їх стані, в складі дослідного зчепу. Дослідний зчеп був сформований з локомотива, дослідного вагона-хопера моделі 19-923-01 № 90687609, вагона-лабораторії, дослідного вагона-хопера моделі 11-715-01 № 96922539 та двох додаткових завантажених вагонів. Випробування проводилися на ділянці Дарниця–Миронівка–Дарниця регіональної філії «Південно-Західна залізниця» АТ «Укрзалізниця». Ділянка колії, на якій проводились випробування, за складом прямих і кривих ділянок, відповідала вимогам нормативу [2] до колії для проведення ходових динамічних випробувань.

За результатами випробувань встановлено відповідність вагонів, що досліджувалися,

вимогам нормативних документів [1, 2] на швидкостях руху в діапазоні до 80 км/год, включно за дослідними показниками: коефіцієнт вертикальної динаміки обресореної маси візка, коефіцієнт вертикальної динаміки необресореної рами візка, коефіцієнт горизонтальної динаміки, прискорення кузова у вертикальному та горизонтальному напрямках, коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходження з рейок.

Отримані графічні залежності коефіцієнтів запасу стійкості колісних пар від сходження з рейок (K_c), для кожного дослідного вагона, приведені у вигляді графіків на рисунках 4 і 5, окремо на ділянках Миронівка – Дарниця та Дарниця – Миронівка. На ділянці Миронівка – Дарниця дослідними були перша, по напрямку руху, колісна пара вагона моделі 19-923-01 та четверта, по напрямку руху, колісна пара вагона моделі 11-715-01. На діля-

нці Дарниця – Миронівка дослідними були четверта, по напрямку руху, колісна пара вагона моделі 19-923-01 та перша, по напрямку руху, колісна пара вагона моделі 11-715-01.

Комп'ютерне моделювання динаміки руху дослідних вагонів

Для дослідження динаміки руху вагонів у залежності від стану колії, технічного стану вагонів та маси їх тари було розроблено комп'ютерну модель динаміки вагона у програмному комплексі «УМ», з урахуванням результатів раніше проведених досліджень рухомого складу [4–11] і впливу колії та проведено їх верифікацію. Візуалізація створеної моделі динаміки вагона моделі 11-715-01 приведена на рисунку 6.

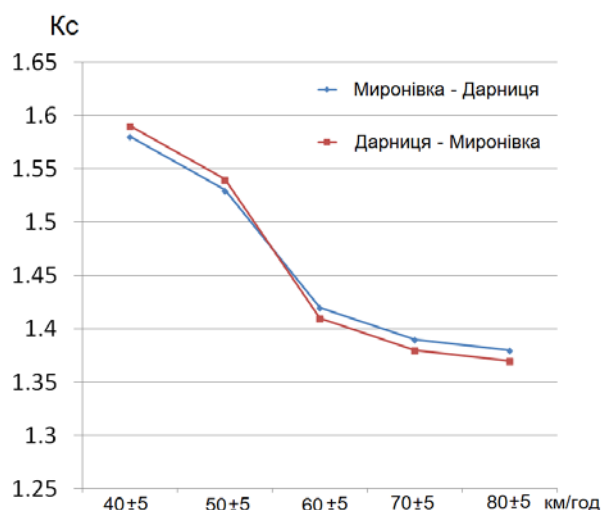


Рис. 4 – Коефіцієнти запасу стійкості колісних пар від сходження з рейок вагона 19-923-01

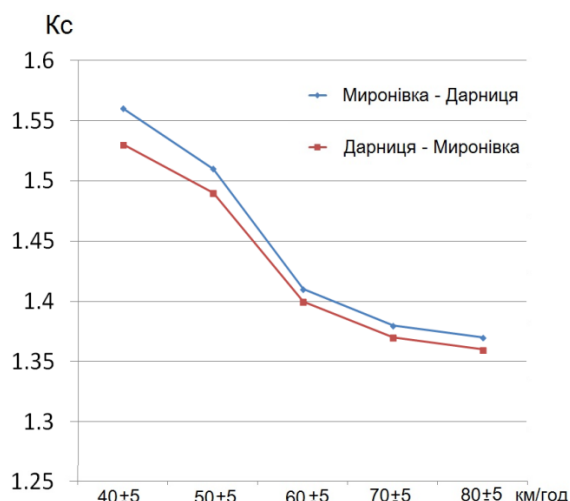


Рис. 5 – Коефіцієнти запасу стійкості колісних пар від сходження з рейок вагона 11-715-01

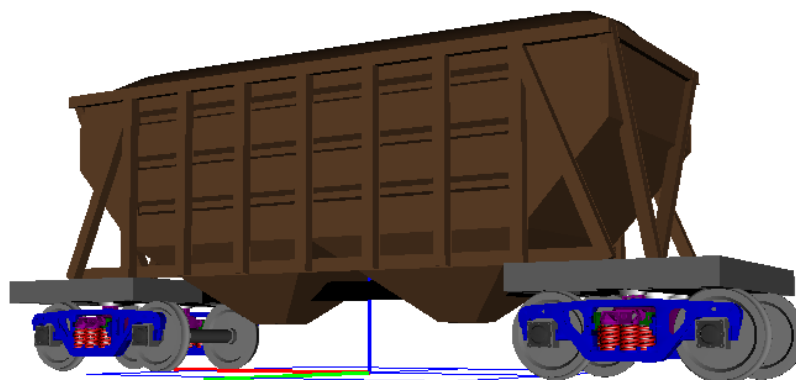


Рис. 6 – Візуалізація динамічної моделі переобладнаного вагона-хопера моделі 11-715-01

У якості верифікації комп'ютерної моделі динаміки вагона, оцінено збіжність значень прискорень кузова моделі та дослідного ва-

гону по центру шворневої балки. Числові дані оцінки збіжності прискорень на швидкості руху вагона 60 км/год приведено у таблиці 1.

Табл. 1 – Збіжність експлуатаційних прискорень кузова дослідного вагону-хопера та показників комп'ютерної моделі його динаміки на швидкості руху 60 км/год

Об'єкт дослідження	Прискорення кузова вертикальні у долях g ($9,81 \text{ м/с}^2$)	Відносна похибка вертикальних прискорень кузова, %	Прискорення кузова горизонтальні у долях g ($9,81 \text{ м/с}^2$)	Відносна похибка горизонтальних прискорень кузова, %
Дослідний вагон 11-715-01 № 96922539	0,44	4,5 %	0,34	2,9 %
Комп'ютерна модель динаміки вагона 11-715-01	0,46		0,33	

За результатами комп'ютерного моделювання динаміки дослідних вагонів-хоперів встановлено, що при моделюванні руху дослідних вагонів переобладнаних з цементовозів та мінераловозів, за умови технічно справного стану вагонів та відповідності колії, дослідні вагони мають рівень показників динаміки, який забезпечує їх безпечну експлуатацію. Рівні коефіцієнтів запасу стійкості коліс від сходження з рейок та коефіцієнтів Надаля переобладнаного вагона моделі 11-715-01 приведені на рисунку 7.

Комп'ютерне моделювання руху дослідних вагонів, за умовами технічно справного стану колії, але зменшеними масами тари кузовів, показало, що вагони мають рівень показників динаміки, який забезпечує їх безпечну експлуатацію. Для досліджень застосовано зменшення маси тари з кроком 1 т та відповідний перерахунок моментів інерції кузова. При зменшенні мас тари вагонів присутня тенденція щодо зниження коефіцієнту запасу стійкості колеса їх візків від сходження з рейок, але його значення не виходять за допустимі межі.

При моделюванні руху дослідних вагонів, за умовами їх технічно справного стану, але при наявності відхилень в утриманні колії, вагони мають тенденцію до погіршення показників динаміки. При значному збільшенні нерівностей колії (вертикальні та горизонта-

льні відхилення у розмірі 6 мм та більше) можливе зниження коефіцієнту запасу стійкості колеса від сходження з рейок до недопустимого рівня. Швидкість, при якій спостерігається незадовільний запас стійкості колеса від сходження, при погіршенні технічного стану вагонів або колії – 70 ± 5 км/год.

Моделювання руху дослідних вагонів з відхиленнями у їх технічному стані показало, що вони мають тенденцію до погіршення своїх показників динаміки. При збільшенні відхилень технічного стану (наявність зносів поверхонь буксових прорізів, зноси п'ятників та підп'ятників) елементів візків можливе зниження коефіцієнту запасу стійкості колеса вагону від сходження з рейок до недопустимого рівня. Найменший запас стійкості колеса від сходження з рейок у переобладнаному вагоні-хопері мають перша та третя колісні пари за напрямком руху.

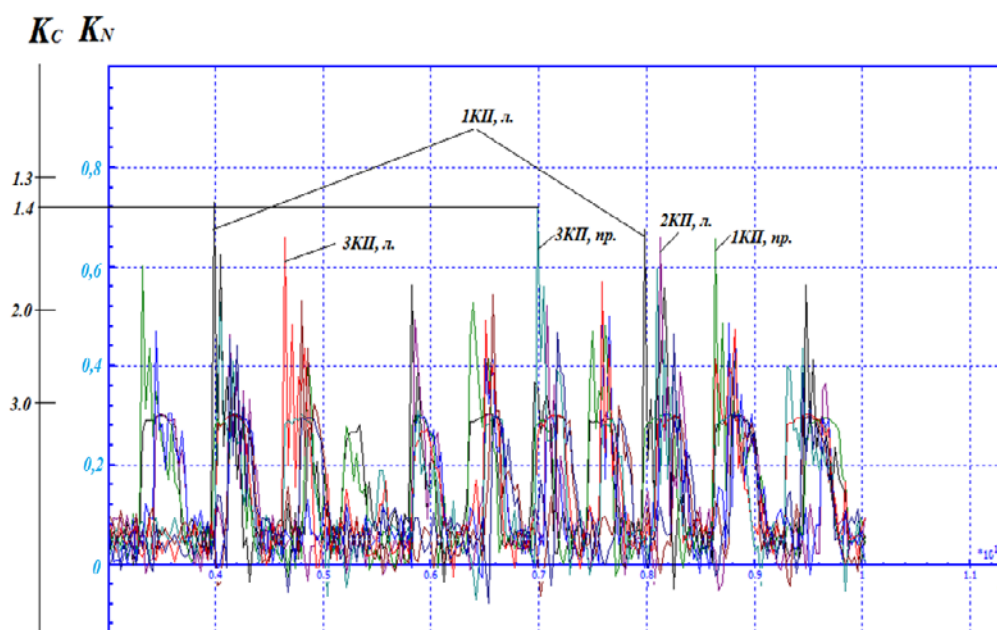


Рис. 7 – Коефіцієнти запасу стійкості коліс від сходження з рейок та коефіцієнти Надаля переобладнаного вагона моделі 11-715-01

Висновки

Проведені ходові динамічні випробування у порожньому стані вагонів моделей 11-715-01 і 19-923-01, переобладнаних з цементовозів та мінераловозів для перевезення сипучих вантажів, дозволили Науково-впроваджувальному центру філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця» розробити комп'ютерні моделі динаміки вагонів, провести моделювання динаміки їх руху та зробити наступні висновки.

За узагальненням результатів ходових динамічних випробувань вагонів моделей 11-715-01 і 19-923-01 у порожньому стані та комп'ютерного моделювання їх динаміки руху встановлено наступне:

- показники динаміки вагонів моделей 11-715-01 і 19-923-01 у порожньому стані, при справному технічному стані вагонів та колії, знаходяться в допустимих межах для руху із швидкостями до 80 км/год включно;

- при зменшенні мас тари дослідних вагонів присутня тенденція щодо зниження коефіцієнту запасу стійкості коліс їх візків від сходження з рейок, але його значення не виходять за межі допустимого;

- при відхиленнях у технічному стані вагонів та колії відбувається погіршення динаміки вагонів до недопустимого рівня, при цьому швидкість руху, при якій спостеріга-

ється незадовільний запас стійкості коліс вагонів від сходження з рейок становить 70 ± 5 км/год, при цьому одночасна наявність відхилень в утриманні колії та у технічному стані вагону зменшує швидкість руху вагона, при якій запас стійкості його колеса від сходження досягає значення менше мінімально допустимого;

- найменший запас стійкості коліс візків від сходження з рейки у переобладнаних вагонах-хоперах мають перша та третя колісні пари, за напрямком руху вагона.

Література

1. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних): ДСТУ 7598-2014. [Чинний від 2015-07-01]. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2014. – 162 с. – (Держ. стандарт України).

2. Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей: ДСТУ ГОСТ 33211:2017. [Чинний від 2017-07-01]. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2017. – 58 с. – (Нац. стандарт України).

3. Кара С.В. Підвищення міцності та покращення показників динаміки елементів ходової частини вантажних вагонів шляхом конструктивного вдосконалення: дис. канд. тех. наук: 05.22.07 / Кара Сергій Віталійович. – Сєвєродонецьк: СХУ ім. В. Даля, 2018. – 160 с.

4. Потапенко О.О. Удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування вантажних вагонів: дис. канд. тех. наук: 05.22.07 / Потапенко Ольга Олександрівна. – Київ: ДУІТ, 2019. – 223 с.

5. Блохин Е.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин. – Москва: Транспорт, 1982. – 222 с.

6. Дьомін Ю. В. Моделювання динаміки вантажного вагона в аварійній ситуації / Ю.В. Дьомін, Р.Ю. Дьомін, Г.Ю. Черняк // Залізничний транспорт України. – 2008. – № 4. – С. 7-9.

7. Черняк А.Ю. Компьютерная модель для оперативного определения вероятных причин схода с рельсов грузовых вагонов / А.Ю. Черняк // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля: наук. журнал. – 2010. – № 5 (147). – Ч. 1. – С. 40-46.

8. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. - pp.13-58.

9. Самсонкін В.М. До оцінки ризиків зйдення рухомого складу з рейок на підставі комп'ютерного моделювання / В.М. Самсонкін, Г.Ю. Черняк // Залізничний транспорт України. – 2012. – № 2. – С. 39–42.

10. Черняк Г.Ю. Метод визначення значущості факторів ризику зйдення рухомого складу з рейок / Г.Ю. Черняк // Вісник Східноукраїн. націон. універ. ім.

В.Даля: наук. журнал. – 2012. – № 5 (176). – Ч. 2. – С. 190–194.

11. Черняк А.Ю. Моделирование случайных возмущений в системе «рельсовый экипаж–путь» / А.Ю. Черняк // Вісник Східноукраїнського університету ім. В. Даля : Техн. науки: сер. Транспорт 1. – 2003. – № 9 (67). – С. 173-177.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Кара Сергій Віталійович,

к. т. н., начальник Управління інжинірингу Науково-впроваджувального центру філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» (НДКТІ) АТ «Укрзалізниця». Вул. І. Федорова, 39, м. Київ, 03038, Україна. Тел.: +38 063 452 62 52. E-mail: kara1520mm@gmail.com.

Повисший Володимир Миколайович,

начальник Науково-впроваджувального центру філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця». Вул. І. Федорова, 39, м. Київ, 03038, Україна. Тел.: +38 063 452 61 82. E-mail: omukr1520mm@gmail.com.

Прокопенко Павло Миколайович,

начальник науково-дослідного відділу динаміки та міцності Управління інжинірингу Науково-впроваджувального центру філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця». Вул. І. Федорова, 39, м. Київ, 03038, Україна. Тел.: +38 063 021 11 97. E-mail: prokopenko1520mm@gmail.com.

РЕКЛАМА В ЖУРНАЛІ «ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ УКРАЇНИ»

З питань розміщення реклами в науково-практичному журналі

«Залізничний транспорт України»,

який видається філією «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця», звертайтеся на ім'я директора філії, за адресою:

03038, м. Київ, вул. І. Федорова, 39 або в редакцію журналу за телефоном

+38 (044) 309-68-93 чи на електронну пошту журналу:

ztu1520mm@gmail.com

УДК 621.791.052:539.43

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-10-17

Канд. техн. наук Дегтярев В. А.

МЕТОД РАСЧЕТА ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАЗНОЙ ТОЛЩИНЫ ПОСЛЕ ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПРОКОВКИ

Ключевые слова: сварное соединение, высокочастотная механическая проковка, предел выносливости, глубина канавки, пластически деформированный слой, градиент напряжений.

Введение

При длительной эксплуатации металлоконструкций железнодорожного подвижного состава, прогонных строений мостов и других инженерных сооружений, когда приложенные нагрузки могут изменяться случайным образом, наблюдается возникновение усталостных повреждений. При активном развитии технологических методов повышения сопротивления усталости элементов сварных конструкций и продления срока их службы, начиная с 90-х годов прошлого столетия, в значительной мере увеличилось количество работ [1, 2 и др.], посвященных высокочастотной механической проковке (ВМП) зоны сплавления сварного шва с основным металлом, обладающей высокой эффективностью упрочнения разных типов сварных соединений, при малой ее трудоемкости, в том числе в условиях низких климатических температур. Этот способ достаточно хорошо изучен и установлены основные факторы, повышающие предел выносливости сварных соединений и их долговечность [3]. Наряду с установленными преимуществами ВМП по сравнению с другими известными способами упрочнения сварочных соединений сделан ощутимый прогресс в поиске надежного критерия, оценивающего ее эффективность. Вместо критерия скорости перемещения рабочего инструмента вдоль сварного шва, характеризующего скорость ВМП [4], предложено использовать глубину

канавки [5], образующуюся после проковки узкой зоны сплавления сварного шва с основным металлом. По результатам испытаний стыкового сварного соединения заданной толщины установлено значение оптимальной глубины канавки и предложены параметры скорости ВМП, в зависимости от амплитуды колебаний рабочего инструмента. В более поздних исследованиях [6] в качестве экспресс-оценки влияния ВМП, при отсутствии экспериментальных данных, предложены методы оценки повышения пределов выносливости сварных соединений, как по геометрическим параметрам упрочненной зоны, оцениваемой глубиной канавки и глубиной пластически деформированного слоя, так и в зависимости от скорости ВМП или текущей амплитуды колебаний рабочего инструмента. Кроме этого, установлены удельный вклад в повышение предела выносливости сварных соединений остаточных напряжений сжатия, деформационного упрочнения поверхностного слоя материала канавки и изменения концентрации напряжений после ВМП [6], а также ее влияние на остаточную долговечность сварных соединений [7], в том числе содержащих усталостные повреждения.

Однако до настоящего времени остается не ясным, какую глубину канавки необходимо достичь в сварных соединениях разного поперечного сечения, при условии одинакового повышения их пределов выносливости. Это может быть актуальным для стальных конструкций разных толщин, используемых в железнодорожном подвижном составе. Решение поставленной задачи осложняется наличием неоднородного напряженного состояния материалов, так как многие экспериментальные данные [8-10] показывают, что сопротивление усталости металлов и сплавов при изгибе может на 35...50 % превышать таковое при осевом растяжении. Существующие теории о причинах такого различия, например различие номинальных напряжений и действительных при условии неупругого деформирования [11], наличие осредненных напряжений в поверхностном слое [12-13], неоднородность свойств материалов с применением статистических теории прочности, основанные на существовании слабого звена [11-13], предполагают сложный учет

параметров, лежащих в основе перечисленных гипотез. Поэтому в настоящей работе использован эмпирический метод аналитического описания зависимостей, связывающих предел выносливости с изменением неоднородного напряженного состояния материала. Следует отметить, что проведение экспериментальных исследований для ответа на поставленную задачу занимает весьма продолжительное время и связано с большим расходом материала.

Цель работы

Разработка метода расчетной оценки повышения предела выносливости стыковых сварных соединений малоуглеродистой стали разной толщины по глубине пластически деформированного слоя или канавки, создаваемых технологией высокочастотной механической проковки, с учетом влияния неоднородного напряженного состояния.

Объект исследований, оборудование и методика испытаний

Объектом исследований служило стыковое сварное соединение из листовой стали Ст.3сп, выполненное полуавтоматической сваркой в среде углекислого газа. Вначале отдельные участки предварительно сваренной встык пластины, размерами 1000х400 мм, подвергались ВМП вдоль линии сплавления шва с основным металлом посредством ультразвукового инструмента USP-300 [14], с частотой колебаний 22 кГц. Проковка осуществлялась при амплитуде колебаний рабочего инструмента $a=19$ мкм и разной приведенной скоростью его перемещения (скорость проковки) v , равной 0,232, 0,116 и 0,06 м/мин, соответственно. После ВМП образовывалась, зависящая от скорости проковки, канавка шириной 2,8-3,5 мм и глубиной h , равной 0,041, 0,062 и 0,143 мм, соответственно. Затем пластина разрезалась на образцы размером 40х400х14 мм с поперечным швом, длинная сторона которых совпадала с направлением проката. Это позволило существенным образом снизить имеющиеся после сварки и последующей ВМП пластины остаточные напряжения (ОН). Сварные образцы в исходном и упрочненном, со скоростью проковки 0,06 м/мин состояниях, подвергались усталостным испытаниям [15] при отнулевом цикле гармонического нагружения в условиях изгиба с частотой 20 Гц.

В работе рассматривалось влияние градиента напряжений и деформационного упроч-

нения поверхностного слоя металла, используя экспериментальные данные измерений микротвердости. Доля влияния коэффициента концентрации напряжений, обусловленного геометрическими параметрами канавки, в общей совокупности всех факторов повышающих сопротивление усталости, составляет около 7 % [6]. Оценка изменения предела выносливости сварных соединений, с учетом влияния ОН при сложном их распределении по поперечному сечению образца, в зависимости от условий циклического нагружения, будет дана в последующих исследованиях.

Влияние напряженного состояния на предел выносливости неупрочнённых сварных соединений

Известно, что неоднородное распределение напряжений по поперечному сечению образца характеризует градиент напряжений [12]:

$$\eta = \frac{d\sigma}{dx}, \quad (1)$$

где σ - напряжение от внешней нагрузки, зависящее от расстояния от поверхности до некоторой точки поперечного сечения образца x .

Известно, что градиент напряжений уменьшается с увеличением толщины поперечного сечения образца. Экспериментально установленное значение предела выносливости ($\sigma_0=200$ МПа) стыковых сварных соединений стали Ст.3сп [5] при изгибе в исходном состоянии при отнулевом цикле гармонического нагружения на базе испытаний $N=2 \cdot 10^6$ циклов позволило определить градиент напряжений $\eta = \sigma_0 / s/2 = 28,6 \text{ МПа} / \text{мм}$. Поскольку в проведенных ранее исследованиях [16] было показано, что для подобного типа сварных соединений из низкоуглеродистой стали, примерно такой же толщины и асимметрии нагружения, пределы выносливости на базе $2 \cdot 10^6$ циклов в условиях однородного и неоднородного напряженного состояний различаются на 37 %, получена возможность, не проводя дополнительных экспериментальных исследований, определить предел выносливости материала при растяжении, равный $\sigma_{op} = 200/1.37 = 145$ МПа. Причем, анализ литературных данных [17] показал линейное повышение пределов выносливости стыковых сварных соединений с увеличением градиента напряжений. Это позволило установить зависимость предела вынос-

ливости от градиента напряжений (рис.1), уравнение которой можно записать в виде:

$$\sigma_0 = \sigma_{op} + a \cdot \eta, \quad (2)$$

где $a=1,89$ мм.

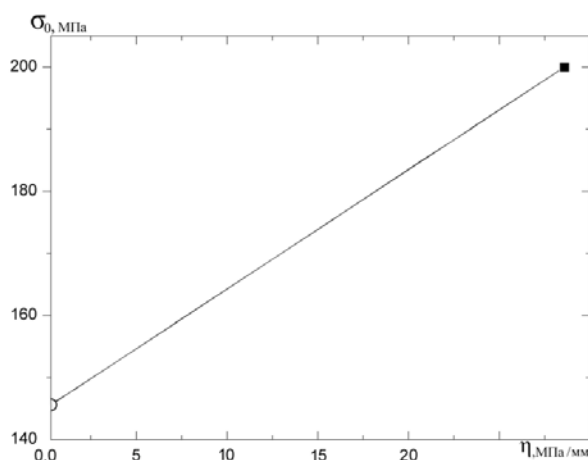


Рис. 1- Зависимость предела выносливости стыковых сварных соединений от градиента напряжений, где ■ - экспериментально определенный предел выносливости

Представленная зависимость позволяет достаточно просто определять пределы выносливости сварного соединения, задаваясь текущим значением градиента напряжений,

а подставив выражение (2) в (1) и определить толщину образца, как:

$$s = 2 \cdot a + 2\sigma_{op} / \eta \quad (3)$$

Расчетные значения толщины неупрочненных образцов и соответствующие им пределы выносливости, полученные при разных градиентах напряжений, приведены в таблице 1. Вывод о том, что уравнение (2) позволяет достаточно точно устанавливать пределы выносливости в зависимости от величины градиента напряжений можно подтвердить, проанализировав геометрическую картину распределения напряжений в образцах разной толщины (рис. 2а). Рассматривая подобие двух пар треугольников CDF и OBD, а также CFK и O₁BK можно записать, что:

$$\frac{\sigma_{RS1} - \sigma_{Rp}}{\sigma_{RS1}} = \frac{a}{s_1/2}, \quad (4)$$

$$\frac{\sigma_{RSi} - \sigma_{Rp}}{\sigma_{RSi}} = \frac{a}{s_i/2}, \quad (5)$$

где a - расстояние от поверхности образца, при котором пределы выносливости образцов разных толщин будут одинаковы [12].

Табл. 1- Толщина образцов S и пределы выносливости σ_0 при разных η

Градиент напряжений, МПа/мм	Толщина образца, мм	Предел выносливости, МПа
10	33	165
15	23	175
20	18	185
28,6	14	200

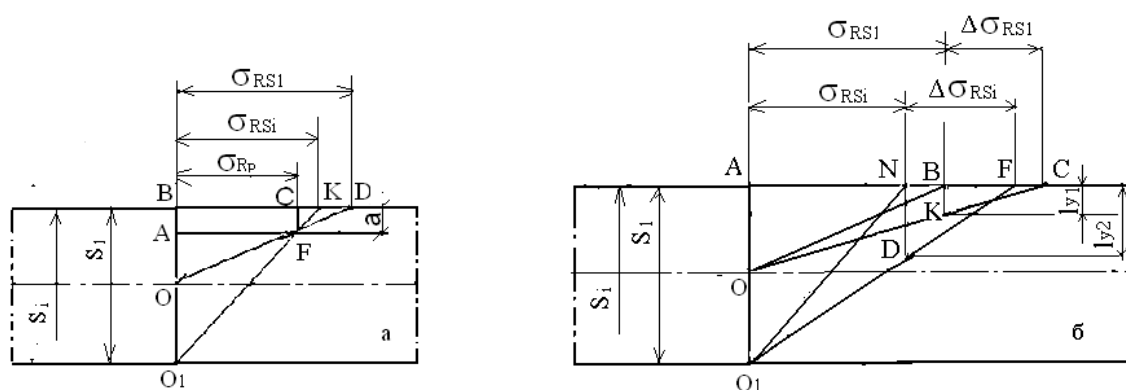


Рис. 2- Влияние размеров поперечного сечения (а) и глубины пластически деформированного слоя (б) на пределы выносливости сварного соединения в исходном и упрочненном состояниях, соответственно

При известном значении σ_{RS1} , решив выражение (4) относительно σ_{Rp} и подставив результат в формулу (5), после некоторых преобразований выражение для определения предела выносливости другой толщины образца будет иметь вид:

$$\sigma_{RSi} = \frac{\sigma_{RS1} \cdot s_i (s_1 - 2a)}{s_1 (s_i - 2a)}. \quad (6)$$

При известном значении предела выносливости при растяжении σ_{Rp} :

$$\sigma_{RSi} = \frac{\sigma_{Rp} \cdot s_i}{s_i - 2a}. \quad (7)$$

В полученных выражениях неизвестной величиной является коэффициент a , который можно определить рассматривая подобие треугольников AFO и OBD (рис.2 а). В этом случае можно записать, что:

$$\frac{s_1/2 - a}{s_1/2} = \frac{\sigma_{RSi}(1 - 2a/s_i)}{\sigma_{RS1}}. \quad (8)$$

После преобразований получим:

$$a = \frac{s_1 \cdot s_i (\sigma_{RS1} - \sigma_{RSi})}{2(\sigma_{RS1} \cdot s_i - \sigma_{RSi} \cdot s_1)}. \quad (9)$$

Подставляя в это выражение соответствующие значения σ_R (см. табл.1), при любом η получим, что $a=1,89$ мм. Это свидетельствует о том, что на таком расстоянии от поверхности пределы выносливости для указанных толщин образцов будут одинаковыми.

Выражение (9) можно упростить, выразив σ_{RSi} (формула 7) через градиент напряжений и записав его в общем виде, как:

$$a = \frac{s_i}{2} - \frac{\sigma_{Rp}}{\eta_i}. \quad (10)$$

Подставив a в выражение (6) или (7), можно определить пределы выносливости, значения которых совпадают с данными таблицы 1, а воспользовавшись выражением (3) и искомую толщину образца.

Эффективность упрочнения сварных соединений разной толщины

В работе [18] показано, что при одинаковой глубине пластически деформированного слоя (упрочненного слоя) ℓ_y эффект упрочнения, выражающийся в повышении предела выносливости, с увеличением сечения детали уменьшается. Однако он оказывается одинаковым для образцов разной толщины, если относительная толщина упрочненного слоя одинакова [19]. В этом случае выражение для расчетного определения глубины упрочненного слоя образца другой толщины, при условии одинакового приращенния предела выносливости, будет иметь вид:

$$\ell_{yi} = \frac{\ell_{y1} \cdot s_i}{s_1}. \quad (11)$$

При более тщательном анализе можно убедиться, что выражение (11) может иметь несколько иной вид. Рассматривая подобие двух пар треугольников ВКС и ОАС, а также FND и АО₁F (рис. 2 б) можно записать, что:

$$\frac{\Delta\sigma_{RS1}}{\sigma_{RS1} + \Delta\sigma_{RS1}} = \frac{\ell_{y1}}{s_1/2}, \quad (12)$$

$$\frac{\Delta\sigma_{RSi}}{\sigma_{RSi} + \Delta\sigma_{RSi}} = \frac{\ell_{yi}}{s_i/2}, \quad (13)$$

где σ_{RS1} , σ_{RSi} и $\Delta\sigma_{RS1}$, $\Delta\sigma_{RSi}$ - пределы выносливости в исходном состоянии и их повышение после упрочнения, при толщине образцов s_1 и s_i , соответственно. Чтобы не загромождать рисунок 2, глубина канавки на нём не указана.

При условии, что NF=BC, т.е. $\Delta\sigma_{RS1} = \Delta\sigma_{RSi}$, а также записав, что $\xi = \sigma_{RS1}/\sigma_{RSi}$, выражение (13) можно представить в виде:

$$\frac{\Delta\sigma_{RS1}}{\sigma_{RS1}/\xi + \Delta\sigma_{RS1}} = \frac{2\ell_{yi}}{s_i}. \quad (14)$$

Решив выражение (12) относительно $\Delta\sigma_{RS1}$ и подставив его в формулу (14) можно получить выражение для определения глубины упрочненного слоя в образце другой толщины, при условии одинакового эффекта

упрочнения, которое после некоторых преобразований имеет вид:

$$\ell_{yi} = \frac{\ell_{y1} \cdot \xi \cdot s_i}{s_1 - 2\ell_{y1}(1 - \xi)}. \quad (15)$$

При этом коэффициент ξ , с учетом выражения (6), определяется как:

$$\xi = \frac{s_1(s_i - 2a)}{s_i(s_1 - 2a)}. \quad (16)$$

Выполненный ранее на примере испытаний стыковых сварных соединений стали Ст.3сп анализ влияния глубины упрочненного слоя, выражающийся в повышении преде-

лов выносливости, позволил предложить методику их расчета [6]. Расчетные значения $\Delta\sigma_0$ для толщины 14 мм при текущем ℓ_y , зависящим от скорости проковки, приведены в таблице 2. Пользуясь данными исследований о линейном повышении предела выносливости стыковых сварных соединений толщиной 14 мм, в зависимости от глубины упрочненного слоя [6], а также полученными зависимостями, в этой же таблице представлены расчетные значения ℓ_y в образцах разной толщины при условии одинакового эффекта упрочнения, а на рисунке 3 - зависимости повышения пределов выносливости сварных соединений разной толщины, от глубины упрочненного слоя.

Табл. 2 - Глубина упрочненного слоя и канавки в стыковых соединениях стали Ст.3сп разной толщины при одинаковом повышении предела выносливости

Повышение предела выносливости $\Delta\sigma_0$, МПа	Толщина образцов, мм							
	$S_1 = 14$		$S_2 = 18$		$S_3 = 23$		$S_4 = 33$	
	$\ell_{y1}, \text{мм}$	$h_1, \text{мм}$	$\ell_{y2}, \text{мм}$	$h_2, \text{мм}$	$\ell_{y3}, \text{мм}$	$h_3, \text{мм}$	$\ell_{y4}, \text{мм}$	$h_4, \text{мм}$
20	0,39	0,041	0,55	0,058	0,74	0,0780,	1,106	0,113
35	0,58	0,062	0,82	0,088	1,09	115	1,623	0,173
55	0,95	0,1	1,34	0,142	1,77	0,186	2,63	0,275
75	1,32	0,143	1,86	0,203	2,45	0,266	3,615	0,392

Из анализа рисунка 3 следует, что при одинаковом повышении предела выносливости с увеличением толщины образцов глубина упрочненного слоя увеличивается. Причем, чем на большую величину происходит увеличение предела выносливости, тем большая разница в глубине упрочненного слоя. Учитывая, что прямые 1-4 графика на рисунке выходят из начала координат, так как при $\ell_y = 0$ упрочнение отсутствует, уравнение каждой прямой в общем виде можно записать, как:

$$\Delta\sigma_{0Si} = \beta_i \cdot \ell_{yi}, \quad (17)$$

где β_i – коэффициент пропорциональности, имеющий свое значение для каждой прямой.

Повышение пределов выносливости для разных толщин образцов можно определить также по глубине канавки h , как более легко измеряемому параметру. Принимая во внимание ранее экспериментально полученную линейную зависимость [6] между h и ℓ_y , выражение (17) примет вид:

$$\Delta\sigma_{0Si} = \beta_i \cdot \frac{h_i}{k}, \quad (18)$$

где $k = h/\ell_y = 0,106$ - экспериментально определенный коэффициент пропорциональности.

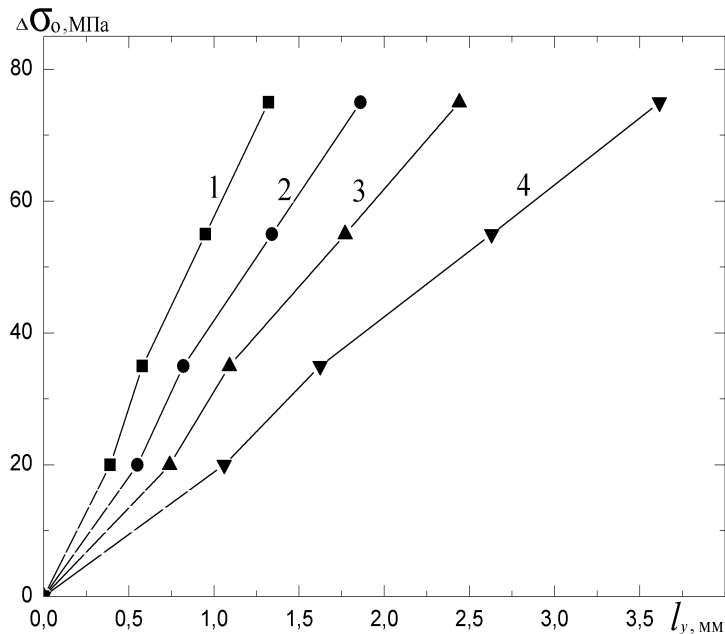


Рис. 3 - Зависимости повышения пределов выносливости стыковых сварных соединений разной толщины от глубины пластически деформированного слоя S , соответственно: 1- 14 мм, 2- 18 мм, 3- 23 мм, 4- 33 мм

Исходя из условия одинакового повышения пределов выносливости сварных соединений разной толщины можно записать:

$$\beta_1 \cdot \frac{h_1}{k} = \beta_i \cdot \frac{h_i}{k}. \quad (19)$$

В этом случае глубина канавки в образцах другой толщины определяется как:

$$h_i = \frac{\beta_1}{\beta_i} \cdot h_1, \quad (20)$$

или

$$h_i = \frac{\ell_{yi}}{\ell_{y1}} \cdot h_1, \quad (21)$$

а с учетом выражения (15):

$$h_i = \frac{\zeta \cdot s_i}{s_1 - 2\ell_{y1}(1 - \zeta)} \cdot h_1. \quad (22)$$

Расчетные значения глубины канавки, полученные для каждой толщины образца, при-

ведены в таблице 2, а на рисунке 4 представлены зависимости изменения глубины канавки от толщины сварных соединений при заданной величине повышения предела выносливости. Анализ рисунка показал, что чтобы добиться одинакового повышения пределов выносливости в сварных соединениях с большим поперечным сечением, глубину канавки следует увеличивать.

На рисунке 5 представлены зависимости оптимальной глубины канавки при изменении предела выносливости сварных соединений разной толщины. С повышением толщины и предела выносливости глубина должна увеличиваться в большей мере. Пользуясь данными рисунка можно установить, какой должна быть глубина канавки для толщины стыкового соединения от 14 до 33 мм, в указанном диапазоне изменения предела выносливости.

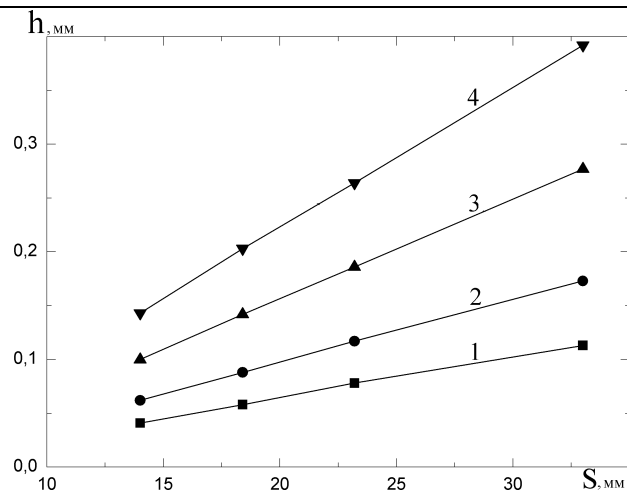


Рис. 4 - Зависимость глубины канавки от толщины сварных соединений при повышении пределов выносливости $\Delta\sigma_0$ на, соответственно:
1- 20МПа, 2 – 35МПа, 3 – 55МПа, 4 - 75 МПа

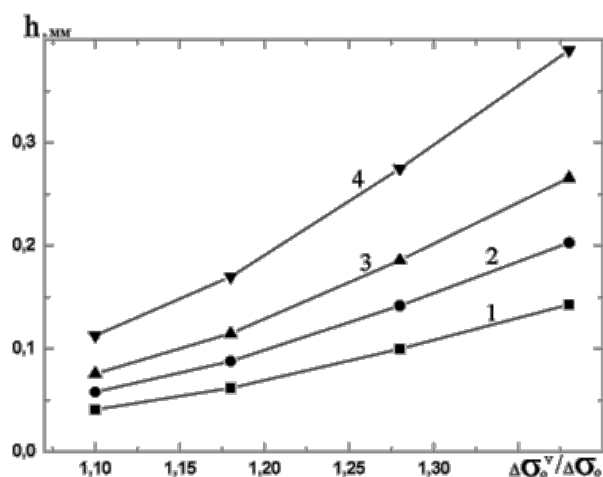


Рис. 5 - Зависимость оптимальной глубины канавки от относительного повышения предела выносливости сварных соединений разной толщины S, соответственно:
1- 14 мм, 2- 18 мм, 3- 23 мм, 4- 33 мм

Приведенные результаты на рисунках 4 и 5 позволяют более осознанно подходить к выбору оптимальной глубины канавки в образцах разной толщины, не проводя трудоемких и продолжительных во времени испытаний. Предлагаемая методика справедлива также для других типов сварных соединений, в том числе с меньшей толщиной соединяемых образцов.

Таким образом, установив зависимость исходных значений предела выносливости сварных соединений σ_0 от их толщины, пользуясь данными таблицы 1, пределы выносливости упрочненных образцов, при текущей глубине упрочненного слоя ℓ_{yi} или канавки h_i , можно определить как:

$$\sigma_{0i}^y = \sigma_0 + \beta_i \cdot \ell_{yi}, \quad (23)$$

или

$$\sigma_{0i}^y = \sigma_0 + \beta_i \cdot \frac{h_i}{k}, \quad (24)$$

где β_i изменяется от $0,57 \cdot 10^2$ до $0,207 \cdot 10^2$ МПа/мм, при толщине образцов от 14 до 33 мм, соответственно.

Представленные данные позволяют ориентировочно рассчитывать глубину пластически деформированного слоя или канавки, которые необходимо достичь в сварных соединениях разной толщины после их упрочнения ВМП, при отсутствии возможности проведения прямых экспериментальных ис-

следований. Следует также отметить, что перед тем как приступить к упрочнению сварных металлоконструкций указанных толщин, необходимо располагать соответствующим оборудованием, способным обеспечить формирование канавки необходимой глубины.

Выводы

1. Предложен метод расчета предела выносливости стыковых сварных соединений низкоуглеродистой стали разной толщины по глубине пластически деформированного слоя или канавки, создаваемых технологией высокочастотной механической проковки, с учетом влияния градиента напряжений.

2. Представлена расчетная оценка глубины пластически деформированного слоя и канавки в стыковых сварных соединениях разной толщины, при условии одинакового повышения их пределов выносливости.

3. Установлена зависимость влияния градиента напряжений на предел выносливости неупрочненных стыковых сварных соединений низкоуглеродистой стали.

Литература

1. Roy S. Fatigue resistance of welded details enhanced by ultrasonic impact treatment (UIT) / S. Roy, W.J. Fisher, B.T. Yen // *International Journal of Fatigue*. – 2003, 25. – P.1239-1247.

2. Ting W. Discussion on fatigue design of welded joints enhanced by ultrasonic peening treatment (UPT) / W. Ting, W. Dongpo, H. Lixing, Z. Yufeng // *International Journal of Fatigue*. – 2008, 4. – P. 1-7.

3. Zhao X. Analysis of the S-N curves of welded joints enhanced by ultrasonic peening treatment / X. Zhao, D. Wang, L. Huo // *Materials and Design*. – 2011, 32. – P. 88-96.

4. Лобанов Л.М. Повышение сопротивления усталости сварных соединений металлоконструкций высокочастотной механической проковкой: обзор / Л.М. Лобанов, В.И. Кирьян, В.В. Кныш, Г.И. Прокопенко // *Автоматическая сварка*. – 2006. – № 9. – С. 3-11.

5. Дегтярев В.А. Оценка влияния режимов высокочастотной механической проковки сварных соединений на их сопротивление усталости / В.А. Дегтярев // *Проблемы прочности*. – 2011. – № 2. – С. 61-70.

6. Дегтярев В.А. Методы оценки повышения сопротивления усталости стыковых сварных соединений низкоуглеродистых сталей после высокочастотной механической проковки / В.А. Дегтярев // *Автоматическая сварка*. – 2019. – № 2. – С. 43-49.

7. Дегтярев В.А. Влияние высокочастотной механической проковки стыковых свар-

ных соединений на остаточную долговечность / В. А. Дегтярев // *Проблемы міцності*. – 2017. – № 6. – С. 122-134.

Серенсен С.В. Усталость материалов и элементов конструкций / С.В. Серенсен. – К.: Наук. думка, 1985, Т. 2. – 256 с.

Форрест П. Усталость металлов / П. Форрест. – М.: Машиностроение, 1968. – 296 с.

10. Трощенко В.Т. Усталость металлов при неоднородном напряженном состоянии. Сообщение 1. Методы оценки напряженного состояния и результаты исследования / В.Т. Трощенко // *Проблемы прочности*, 2010. – № 2. – С. 5-24.

11. Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов / И.А. Одинг. – М.: Машгиз, 1962. – 260 с.

12. Хэйвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости / Р.Б. Хэйвуд : пер. с англ. – М. : Машиностроение, 1969. – 504 с.

13. Makkonen M. Statistical size effect in the fatigue limit of steel / M. Makkonen // *Int. Journal of Fatigue*, 23. – 2001. – № 5. – P. 395-402.

14. Пат. 47536, Україна. Пристрій для ультразвукової ударної обробки металів / Г.И. Прокопенко, Я.І. Клейман, О.В. Козлов та ін.; опубл. 15.07.2002, Бюл. № 7.

15. Дегтярев В.А. Установки типа ДСО для испытаний на усталость при повторном ударном нагружении с различной асимметрией цикла / В.А. Дегтярев // *Проблемы прочности*. – 1982. – № 10. – С.110-113.

16. Труфяков В.И. Усталость сварных соединений / В.И. Труфяков. – К.: Наук.думка, 1973. – 213 с.

17. Кудрявцев И.В. Усталость сварных конструкций / И.В. Кудрявцев, Н.Е. Наумченков. – М.: Машиностроение, 1976. – 271 с.

18. Кудрявцев И.В. Методы поверхностного упрочнения деталей машин / И.В. Кудрявцев, М.М. Саверин, А.В. Рябченков. – М. : Машгиз, 1949. – 222 с.

19. Серенсен С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРА

Дегтярев Вячеслав Олексійович, к.т.н., старший науковий співробітник Інститута проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України. Вул. Тимірязєвська, 2, м. Київ, 01014, Україна.
Тел.: +38 044 281 63 32.
E-mail: degtyarev@ipp.kiev.ua.

УДК 45.040

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-18-25

*Інженери: Міхійко В.О.,
Стріленко В.Е., Феногенов А.І.*

ОСОБЛИВОСТІ ПРОВЕДЕННЯ ВХІДНОГО КОНТРОЛЮ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ В СТРУКТУРНИХ ПІДРОЗДІЛАХ АТ «УКРЗАЛІЗНИЦЯ»

Ключові слова: вантажний вагон, візок, вхідний контроль, бокова рама, надресорна балка, колісна пара, візуальний контроль, неруйнівний контроль, облікові форми.

Вступ

Аналізуючи значний досвід вагоноремонтних підприємств щодо проведення вхідного контролю залізничної продукції, чинну нормативну документацію по вагонному господарству, вимоги, що наведено у стандартах ГОСТ 24297-87 [4], ГОСТ 24297-2013 [13] можна стверджувати, що вхідний контроль, як процедуру, проводять з метою запобігання запуску до виробництва (допуску в експлуатацію) продукції, яка не відповідає вимогам конструкторської і діючої нормативної документації, договорів на постачання та протоколів дозволу на її виробництво. Тобто, вхідний контроль є елементом системи промислової безпеки.

Номенклатуру продукції, її контрольні показники (технічні вимоги), види контролю і обсяги вибірок або проб визначають виходячи з вимог діючих стандартів, існуючої стабільності якості продукції постачальників, ступеня освоєння нових видів продукції, важливості даного показника (вимоги) для функціонування продукції, що випускається та введення її до галузевого переліку продукції, що підлягає вхідному контролю.

Контроль якості залізничної продукції у її виробника від АТ «Укрзалізниця» забезпечують інспектори-приймальники Центра технічного аудиту (ЦТА) філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» (НДКТИ) АТ «Укрзалізниця». Вхідний контроль продукції у замовника є додатковою перевіркою

якості залізничних виробів, відповідних складальних одиниць, деталей перед використанням їх у виробництві за показниками, що визначають їх працездатність та надійність у експлуатації. Необхідність додаткового контролю викликана тим, що окремі деталі та комплектуючі виробів для залізничного призначення можуть мати знижену якість через несумлінний контроль під час випуску продукції виробником, а також у разі тривалого зберігання готових виробів (наприклад – колісних пар), що супроводжується погіршенням їх якісних показників. Крім того, не виключена можливість ушкодження виробів і матеріалів в процесі транспортування тощо.

Проведення вхідного контролю конкретної продукції, деталей та вузлів на підприємствах залізничного транспорту у кожному окремому випадку, має свої особливості, за умови дотримання яких забезпечується необхідний рівень якості продукції, що контролюється, та необхідні рівні надійності і безпеки рухомого складу залізниць. Якість готової залізничної продукції (у нашому випадку візків вантажних вагонів), як виготовленої з нових деталей та комплектуючих, так і під час ремонту, забезпечується в тому числі і на етапах проведення замовником вхідного контролю складових продукції (візка), які поступають від їх виробників. Необхідною умовою забезпечення якісного проведення вхідного контролю основних складових елементів трьохелементного візка вантажного вагона є дотримання під час перевірок вимог чинного галузевого нормативного документу СТП 04-018:2018 [9], який визначає технологічні процеси проведення вхідного контролю відповідальних деталей і вузлів вантажних вагонів, а також наявність практичного досвіду вагоноремонтних виробничих (структурних) підрозділів АТ «Укрзалізниця» з контролем основних деталей візків вантажних вагонів.

Мета публікації

Ціллю статті є узагальнення практичного досвіду та визначення особливостей процедур проведення вхідного контролю основних комплектуючих візка вантажного вагона (бокової рами, надресорної балки, колісної пари), для забезпечення їх верифікації, шляхом підтвердження на основі надання об'єктивних доказів того, що встановлені технічною

документацією вимоги до цих виробів виконані у повному обсязі, чим буде забезпечена безпечна та надійна експлуатація візка вагона.

Основний матеріал дослідження

Вхідний контроль бокової рами, надресорної балки, колісної пари візка вантажного вагона у загальному випадку повинен передбачати перевірку:

- умов транспортування і дотримання відповідних правил;
- наявності необхідних супровідних документів, які засвідчують комплектність продукції, у тому числі: акт придатності (перевірки) продукції, паспорта (сертифіката) якості заводу-виробника для нових комплектуючих та запасних частин (в акті повинні бути вказані найменування деталі, її заводський номер, висновок про придатність з підписом і печаткою інспектора-приймальника (ЦВІЗ) ЦТА філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця», що діє на підприємстві виробника);

- відсутності приписів АТ «Укрзалізниця» на поставлені запасні частини про їх вилучення з експлуатації;

- відсутності в галузевій базі даних системи обліку і контролю виконаних ремонтів та комплектації вантажних вагонів (звітні форми по вагонному господарству) ідентифікаційних номерів отриманих бокових рам, надресорних балок і колісних пар в числі забракованих;

- відповідності продукції вимогам нормативної документації (НД), шляхом її інструментального контролю (інструментальний обмір деталей);

- цілісність продукції, шляхом її загального візуального огляду.

Вхідний контроль бокових рам візків

Бокові рами візка можуть надходити споживачеві, як нові, так і у якості продукції, що була в експлуатації.

Загальний вигляд конструкції сталевих бокових рам візка вантажного вагону, виготовленої шляхом лиття, наведено на рисунку 1.

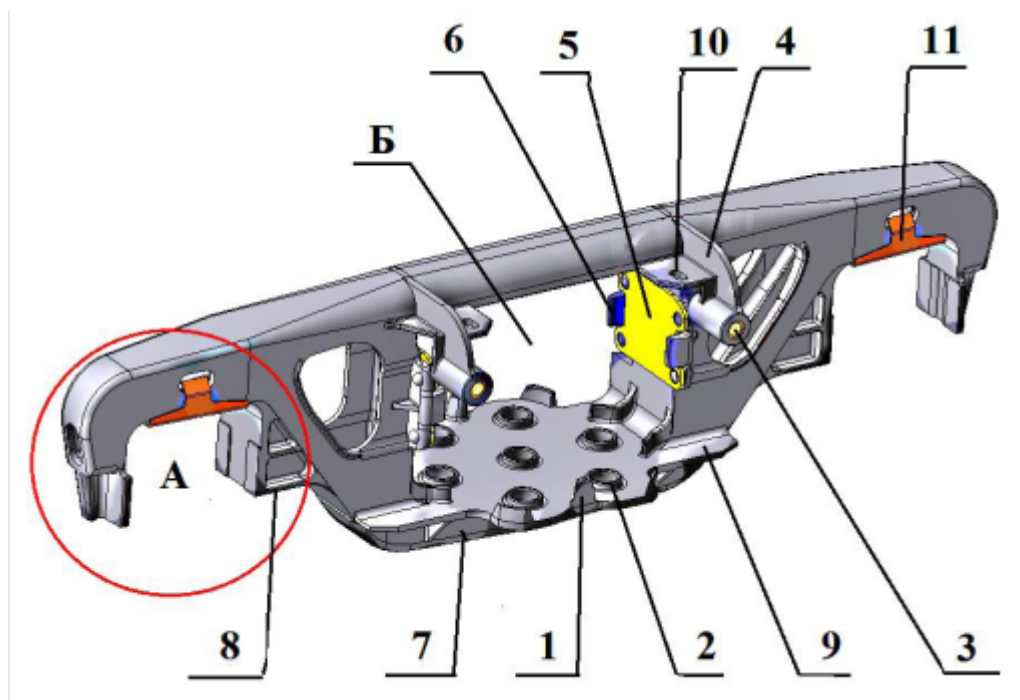


Рис. 1 - Рама бокова трохелементного візка вантажного вагона, де:

- 1- борт; 2 - бонка; 3 - зносостійкі втулки; 4 - кронштейн; 5 - фрикційна планка; 6 - упори;
7 - опорна плита; 8 - майданчик; 9 - запобіжна полка; 10 - полка; 11- зносостійка скоба;
«А» - буксовий проріз; «Б» - ресорний проріз

У разі виявлення під час візуального огляду бокових рам візків на них поверхневих дефектів з підозрою на наявність тріщин, то в процесі проведення вхідного контролю потрібно забезпечити проведення їх неруйнів-

ний контроль методами передбаченими у стандарті ГОСТ 32699-2014 [12].

Контроль бокової рами візка візуальним оглядом проводиться з метою виявлення видимих її деформацій, тріщин, відколів лит-

тя, відсутності виправлених знаків маркування, підтвердження наявності порядкового номера виробу, року його виготовлення, умовного номера клейма підприємства-виробника, клейм ремонтного підприємства (у разі постачання бокових рам з іншого ремонтного підприємства). Природно, якщо деталь вийшла з заводу і була прийнята його відділом технічного контролю (ВТК) та приймальником ЦТА чи країни підприємства-виробника, що признається замовником, або вийшла з ремонтного підприємства і була прийнята відповідним приймальником вагонів і їх складових, то це надає підстави вважати що вона відповідає всім вимогам щодо її придатності до використання на залізничному транспорті, у тому числі за наявністю на ній раковин, пор, а місцями і слідів зварю-

вання, яке виконувалась самим виробником під час виправлення ливарних дефектів деталі, до проведення її термічної обробки, в т.ч. і в зоні R55 (див. рис. 2). Однак, це не дає права не звертати увагу на наявність дефектів у рамі, особливо в небезпечних зонах, які у разі їх наявності, в свою чергу, мають бути перевірені на відповідність вимогам чинної НД.

Небезпечні зони бокової рами візка вантажного вагону, що виготовлена згідно ГОСТ 9246-70 [2], ОСТ 32.183-2001 [3] або ГОСТ 32400-2013 [5], які потребують особливої уваги при входному контролі, наведені на рисунку 2. Неприпустимі дефекти, за якими бокова рама має вибраковуватися, залежно від року її виготовлення, наведені в причетній НД.

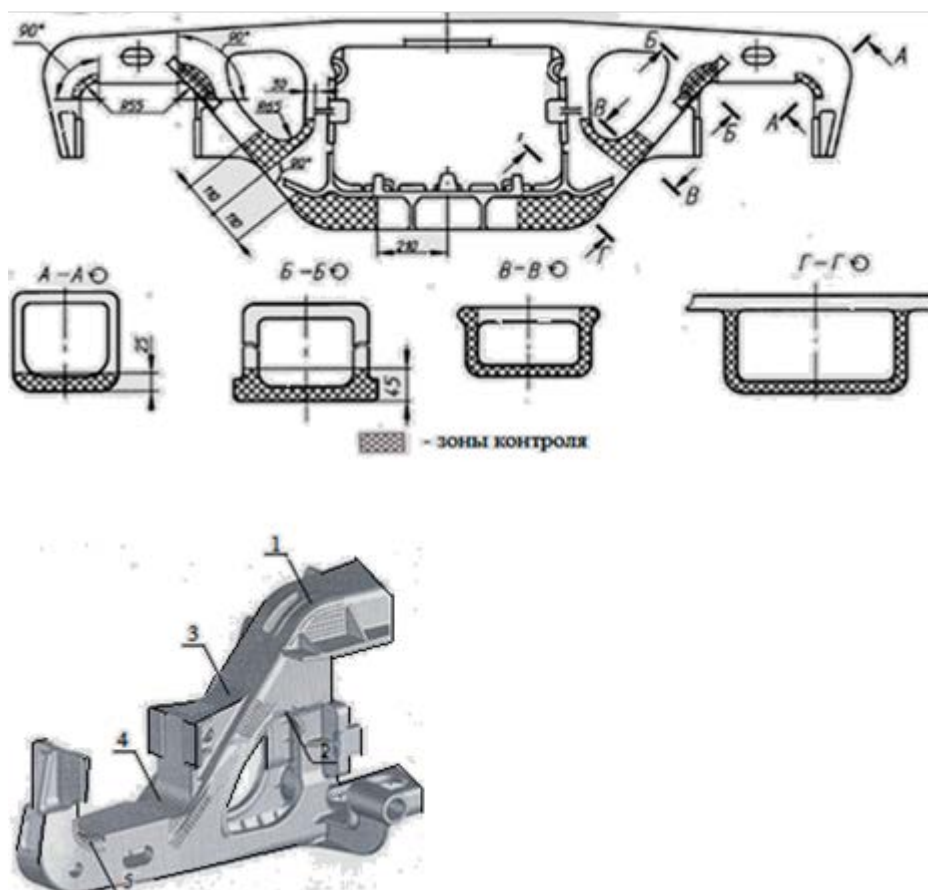


Рис. 2 - Зони бокової рами візка, що потребують особливого контролю, де:

1- нижній пояс, з прилеглими поверхнями в районі залитих отворів; 2 - кромка технологічного вікна з боку нижнього поясу та кромка цієї ділянки всередині технологічного вікна; 3 - ділянка похилого поясу; 4 - внутрішній кут буксового прорізу та прилеглі бічні кромки; 5 - зовнішній кут буксового прорізу та прилеглі бічні кромки

Контроль бокових рам візків, що надійшли з іншого підприємства, має проводитися за їх терміном служби, який не повинен перевищувати:

- для бокових рам виготовлених згідно раніше діючого стандарту ГОСТ 9246-70 [2] з 1975 р. до 1984 р. - 40 років, з 1984 р. до 2002 р. - 30 років;

- для бокових рам виготовлених згідно з ОСТ 32.183-2001 [3] з 2002 р. до 01.01.2020 р., зі сталей 20ГЛ, 20ГФЛ та 20ГТЛ - 32 роки, зі сталі 20ХГНФТЛ – 35 років;

- для бокових рам виготовлених з 01.01.2020 р. зі сталей 20ГЛ, 20ГФЛ, та 20ГТЛ згідно зміни № 1 ГОСТ 32400-2013 [5] термін їх служби визначається роком закінчення призначеного ресурсу.

Зазначені обмеження діють станом на початок 2020 року. Вони можуть бути змінені за результатами комплексних досліджень терміну служби зазначеного литва відповідними науковими організаціями України

На кожній боковій рамі мають бути відліті наступні знаки маркування:

- код держави власника деталі (з 2020 року згідно з зміною № 1 ГОСТ 32400 [5] замість маркування держави власника повинно бути нанесено дві останні цифри року закінчення призначеного ресурсу);

- умовний номер (в рамці) підприємства-виробника;

- дві останні цифри (арабські) року виготовлення;

- порядковий номер деталі за системою нумерації підприємства-виробника;

- умовне позначення марки сталі або марка стали.

Для бокових рам, які виготовлено відповідно до раніше діючих стандартів: ГОСТ 9246-79 [2] і ОСТ 32.183-2001 [3] та до введення зміни № 1 до ГОСТ 32400-2013 [5], тобто до 2020 року, допускається маркування коду держави-власника шляхом приварювання пластини з литими або штампованими знаками маркування відповідної держави.

На кожній боковій рамі мають бути нанесені ударним способом клеймо служби ВТК підприємства-виробника, а також тавро інспектора-приймальника, що підтверджує приймання деталі під час її виготовлення. У разі постачання бокової рами з ремонтного підприємства, то клейма підприємства, що провадило ремонт, мають бути нанесені на торці щелепного отвору, із зазначенням умо-

вного номера підприємства, що здійснювало ремонт та дати його виконання.

На боковій рамі візка не допустима:

- відсутність хоча б одного з її ідентифікаційних номерів (порядкового номера деталі, тавра підприємства-виробника, року виготовлення);

- наявність цифр тавра року виготовлення (хоча б одне), що було виконано електрозварюванням або виправлення наявного тавра електрозварюванням в обсязі більше 50 %.

Комплектність постачання бокових рам має відповідати вимогам кресленика. Інструментальний обмір бокових рам повинен проводитися з метою контролю відповідності їх параметрів вимогам кресленика, при цьому обмір повинен виконуватися із застосуванням засобів вимірювань передбачених в СТП 04-018:2018 [9]. У тому разі, якщо під час проведення візуального контролю бічних рам візків виявлено підозру на дефект у вигляді тріщини, то в таких випадках бокова рама підлягає неруйнівному контролю відповідно до вимог ГОСТ 32699-2014 [12], а саме магнітопорошковому контролю (МПК) та ультразвуковій товщинометрії (УЗТ) (за необхідності). Вимоги щодо порядку проведення МПК і УЗТ бокової рами візка також наведені у галузевій інструкції АТ «Укрзалізниця» ЦВ-0118 [10].

Вхідний контроль надресорних балок візків

Надресорні балки трьохелементного візка вантажного вагона мають відповідати вимогам чинної НД та, в залежності від своєї конструкції, застосовуються для комплектації візків вагонів з ковзунами зазорного типу та ковзунами постійного контакту. Споживачам вони можуть надходити, як знову виготовлена продукція, так і такі, що були в експлуатації після проведення їм ремонту.

Під час проведення на залізничному підприємстві вхідного контролю надресорних балок (рисунок 3) слід перевірити наявність супровідних документів до них; звірити номери надресорних балок з номерами, зазначеними в їх супровідних документах; перевірити відсутність приписів АТ «Укрзалізниця» про вилучення надресорних балок з експлуатації; виконати перевірку надресорних балок за їх ідентифікаційними номерами, на відсутність балки в числі забракованих.

Надресорні балки в процесі проведення вхідного контролю підлягають:

- візуальному огляду;
- інструментальному обміру;
- неруйнівному контролю із застосуванням ультразвукової товщинометрії, а в разі потреби з проведенням МПК, згідно вимог ГОСТ 32699 [12].

Візуальний контроль надресорної балки проводять з метою виявлення на її поверхні

видимих деформацій, тріщин, відколів, відсутності виправлених знаків маркування (рис. 3), наявності: порядкового номера балки, року її виготовлення, умовного номера клейма заводу-виготовлювача, клейм ремонтного підприємства (у разі постачання надресорних балок з іншого ремонтного підприємства).

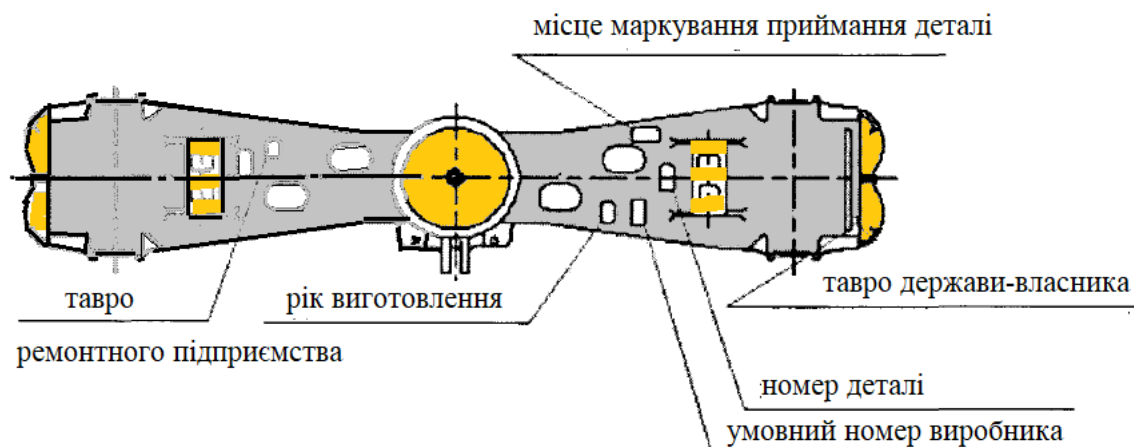


Рис. 3 - Види і місця маркування надресорних балок візків вантажних вагонів

У надресорних балок, які надійшли з інших підприємств, слід перевірити термін їх служби, який не повинен перевищувати:

- для балок виготовлених згідно ГОСТ 9246-70 [1] з 1975 р. до 1984 р. - 40 років;
- для балок виготовлених згідно ГОСТ 9246-79 [2] з 1984 р. до 2002 р. - 30 років;
- для балок виготовлених згідно ОСТ 32.183 [3] зі сталей 20ГЛ, 20ГФЛ, 20ГТЛ з 2002 р. - 32 роки;

- для балок виготовлених з 01.01.2020 р. зі сталей 20ГЛ, 20ГФЛ, 20ГТЛ згідно ГОСТ 32400 зі змінами № 1 [5] на виріб наносять дві останні цифри року закінчення його призначеного ресурсу.

Наведені обмеження діють станом на початок 2020 року і вони можуть бути змінені за результатами комплексних досліджень терміну служби зазначеного литва.

На кожній надресорній балці мають бути відлиті наступні знаки маркування:

- код держави-власника деталі (з 01.01.2020 року, згідно зі зміною № 1 ГОСТ 32400 [5], замість маркування держави-власника має бути нанесено дві останні цифри року закінчення призначеного ресурсу балки;

- умовний номер підприємства-виробника в рамці;

- дві останні цифри (арабські) року виготовлення;
- порядковий номер деталі за системою нумерації підприємства-виробника;
- умовне позначення марки сталі або марка сталі за стандартом її позначення.

Для надресорних балок, що виготовлені згідно ГОСТ 9246-79 [2], ОСТ 32.183 [3] та до введення зміни № 1 в ГОСТ 32400 [5] допускалося маркування коду держави-власника балки при її виготовленні шляхом приварювання пластини з литими або штампованими знаками маркування держави.

На кожній надресорній балці візка мають бути нанесені ударним способом клейма відділу технічного контролю (ВТК) підприємства-виробника, а також тавро інспектора-приймальника щодо приймання деталі при виготовленні, які повинні бути розташовані на верхній горизонтальній площині балки, вище порядкового номера деталі.

Надресорні балки візків в разі відсутності наявності на них хоча б одного з ідентифікаційних номерів (порядкового номера деталі, клейма заводу-виробника, року виготовлен-

ня), а також наявності цифр клейма року виготовлення (хоча б одної), які виконані зварюванням або мають виправлення електрозварюванням більше 50 % їх інформаційного змісту підлягають вибраковуванню.

Контроль розмірів надресорної балки візка слід виконувати засобами метрологічного забезпечення (шаблонами і вимірювальними пристроями) відповідно до вимог СТП 04 - 018 [9].

У тих випадках, коли під час проведення візуального контролю надресорної балки виявлено підозру на її дефект у вигляді тріщин, то в таких випадках балка підлягає неруйнівному контролю МПК, відповідно до вимог стандарту ГОСТ 32699 [12] та галузевої інструкції ЦВ-0118 [10]. Для перевірки наявності внутрішніх дефектів балки у вигляді пор, раковин потрібно застосовувати метод контролю УЗТ. Небезпечні зони надресорних балок візків, які підлягають неруйнівному контролю, наведено на рисунку 4.

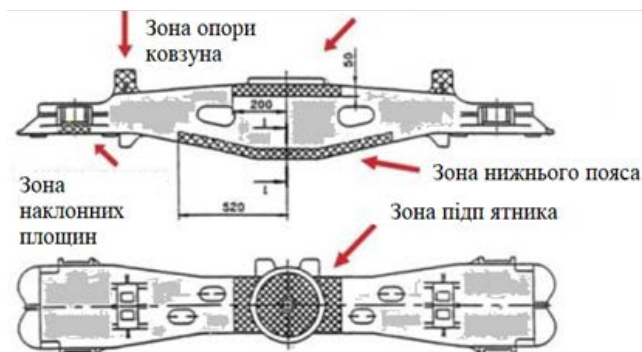


Рис. 4 - Зони неруйнівного контролю надресорних балок візків вантажних вагонів

Вхідний контроль колісних пар візків

Вхідний контроль колісних пар візків вантажних вагонів за ДСТУ ГОСТ 4835 [7] потрібно виконувати на стадії їх надходження до підприємства, при цьому відповідальні за проведення вхідного контролю мають перевіряти на цьому етапі дотримання правил транспортування колісних пар. Такий контроль виконують на наявність пристроїв закріплення колісної пари на транспортному засобі, що використовують з метою запобігання розкочування колісних пар, ударів один об одного та можливості утворення дефектів на елементах колісної пари під час транспортування. Вивантаження колісних пар з транспортного засобу та їх транспортування на позицію вхідного контролю має

виконуватися без скидання колісних пар з транспортних засобів, ударів або їх встановлювання одна на іншу, захоплювання гаками чи ланцюгами підйомних механізмів за шийки і передпідматочинні частини осей колісних пар. Недопустимо зберігати колісні пари на землі без їх встановлення на рейкові колії.

Під час проведення вхідного контролю колісних пар слід перевіряти наявність супровідних документів до них; звіряти номери колісних пар з номерами, зазначеними в супровідних документах; перевіряти на відсутність приписів АТ «Укрзалізниця» про вилучення колісних пар з експлуатації; виконувати перевірку за ідентифікаційними номерами колісних пар, на їх відсутність в числі забракованих; наявність пересильної відомості форми ВУ-50, згідно галузевої інструкції ЦВ-0126 [11], з додаванням натурального колісного листка форми ВУ-51 тієї ж інструкції [11] на кожну колісну пару. У пересильній відомості форми ВУ-50 мають бути вказані: індивідуальний номер колісної пари; власник колісної пари; тип колісної пари; її технічний стан; нового формування або відремонтована; номер транспортного засобу, що доставив виріб, найменування відправника, найменування одержувача. Форма ВУ-50 має бути підписана начальником виробничого підрозділу (підприємства), який проводив відвантаження та відправку колісних пар.

Натурний колісний листок форми ВУ-51 [11] надається в одному екземплярі на кожну колісну пару, де в розділі «Прихід» вказується: дата надходження виробу; № колісної пари; тип колісної пари; діаметр коліс по колу катання; дата і пункт останнього формування і останнього середнього ремонту колісної пари (повного огляду); відомості про місце відправлення колісної пари; номер пересильної відомості. Дані з натурального колісного листка форми ВУ-51 розділу «Прихід» потрібно заносити до «Журналу ремонту і обороту колісних пар» форми ВУ-53 [11]. Журнал ремонту і обороту колісних пар за формою ВУ-53 заповнюється і підписується працівником, якому надано право на підкочування колісних пар.

Візуальний огляд колісної пари слід виконувати на наявність маркування і таврування колісних пар та їх елементів, відсутність видимих деформацій, тріщин, вм'ятин на оглядовій та кріпильній кришках, наявність бирок ремонтного підприємства (у випадках

коли колісна пара надійшла з іншого ремонтного підприємства), на яких повинні бути нанесені клейма про проведення середнього ремонту (повного огляду) колісної пари та щодо проведення поточного ремонту (звичайного огляду) колісної пари.

Контроль буксового вузла колісної пари

У буксових вузлах з роликівими підшипниками колісних пар візків вантажних вагонів контролюють марку застосованого мастила: має бути марка «БУКСОЛ» або «ЗУМ». Зовнішніми розпізнавальними ознаками буксових вузлів з підшипниками роликівими циліндричними, що заправлені мастилами «БУКСОЛ» або «ЗУМ», є:

а) напис «БУКСОЛ» або «ЗУМ», нанесений білою фарбою на кришці оглядового буксового вузла, що оглядається;

б) додатково вибите маркування «БУКСОЛ» або «ЗУМ» на бирці, яка встановлюється під верхній лівий кріпильний болт кришки буксового вузла, з лівого боку колісної пари.

Буксовий вузол зі здвоєним підшипником повинен мати наступні ознаки:

а) на кришці оглядовій - напис «СП» (для підшипників виробництва ВАТ «ХАРП») або «СПС» (виробництва ВАТ «СПЗ» і АТ «СПЗ»), висотою 150 мм, що нанесено білою фарбою;

б) на бирці, що встановлена під лівим верхнім кріпильним болтом М20 кришки, з правого боку колісної пари - додаткове клеймо «СП» або «СПС» висотою 10 мм і шириною 5 мм.

Буксовий вузол з підшипниками касетного типу, торгової марки БРЕНКО (ЕПК - Бренко) повинен мати ознаки:

а) на кришці оглядовій буксового вузла (підшипник в корпусі букси) - напис «К-1» висотою 100 ... 150 мм, що нанесено білою фарбою, а на бирці, що встановлена під лівим верхнім кріпильним болтом М 20 кришки буксового вузла, з правого боку колісної пари - додаткове клеймо «К-1» висотою 10 мм і шириною 5 мм;

б) на буксовому вузлі з касетними підшипниками під кріплення через адаптер (корпус букси відсутній), бирка не встановлюється, при цьому додаткове клеймо «К1» і код країни-власника колісної пари мають бути нанесені на шайбі стопорній з правого боку

колісної пари, а назва торгової марки БРЕНКО - на передній кришці буксового вузла.

Буксовий вузол з підшипниками касетного типу торгової марки SKF має наступні ознаки:

а) на кришці оглядовій буксового вузла (підшипник в корпусі букси) - напис «К» висотою 100 ... 150 мм, виконаний білою фарбою; на бирці, що встановлена під лівим верхнім болтом М 20 кришки оглядової буксового вузла, з правого боку колісної пари - додатково клеймо «К» висотою 10 мм і шириною 5 мм;

б) буксовий вузол з касетними підшипниками під кріплення через адаптер (без використання корпусу букси) не має бирки, при цьому додаткове клеймо «К» або «К1» і код країни-власника колісної пари повинні бути нанесені на шайбі стопорній, з правого боку колісної пари, а назва торгової марки SKF - на передній кришці буксового вузла.

Буксовий вузол з підшипниками касетного типу торгової марки ТИМКЕН має ознаки:

а) буксовий вузол має підшипники касетного типу з установкою через адаптер (без використання корпусу букси), при цьому бирка відсутня, код країни-власника колісної пари повинні бути нанесені на шайбі стопорній, з правого боку колісної пари, а назва торгової марки ТИМКЕН - на передній кришці буксового вузла.

Контроль фарбування колісної пари слід виконувати на його відповідність вимогам керівного документа РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017 [6], при цьому слід враховувати те, що фарбуванню підлягають тільки наступні частини колісної пари: корпуси букс, місця з'єднання кілець лабіринтових з передпідматочинними частинами осі, підматочинні частини осі між кільцями лабіринтовими і колесами; місця з'єднання маточин колес з віссю, з внутрішніх боків колісної пари.

Контроль параметрів колісної пари потрібно виконувати засобами вимірювання, відповідно до вимог РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017 [6], при цьому контроль твердості колеса потрібно виконуватися з використанням відповідних твердомірів (динамічних, ультразвукових тощо). На одному колесі необхідно виконувати не менше трьох вимірів твердості по колу катання колеса. Показання твердомірів усереднюються і далі колесо характеризується цим одним середнім значенням. Ни-

жній допуск для твердості колеса колісної пари приймається $L = 293 \text{ НВ}$, а верхній $U = 363 \text{ НВ}$ (колесо марки «2»).

За необхідності, з метою контролю якості буксових вузлів колісної пари, проводять їх вібродіагностичний контроль, у відповідності з вимогами чинної НД та технологічної інструкції ТІ 055 РКП [8].

Висновки

Забезпечення безпечної експлуатації на залізницях України та в міждержавному сполученні вантажних вагонів на двовісних трьохелементних візках у складі двох бокових рам, надресорної балки, двох колісних пар та інших деталей і вузлів можливо при якісному вхідному контролі їх відповідності вимогами чинної нормативної документації, під час виготовлення і ремонту перелічених складових візків та дотриманні процедур їх контролю, що наведені в даній статті.

Література

1. ГОСТ 9246-70. Тележки двухосные грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1524 мм. Основные параметры, размеры и технические требования. – М.: 1971. – 6 с.
2. ГОСТ 9246-79. Тележки двухосные грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Технические условия. – М.: 1981. – 6 с.
3. ОСТ 32.183-2001. Тележки двухосные грузовых вагонов колеи 1520 мм. Детали литые. Рама боковая и балка надрессорная. Технические условия. – М.: 2002. – 21 с.
4. ГОСТ 24297-87. Входной контроль продукции. Основные положения. – М.: 1987. – 7с.
5. ГОСТ 32400-2013. Рама боковая и балка надрессорная литые тележек железнодорожных грузовых вагонов. Технические условия. – М.: 2014. – 50 с.
6. РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм. – М.: 2018. – 242 с.
7. ДСТУ ГОСТ 4835:2008. Колісні пари вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм. Технічні умови (ГОСТ 4835-2006, IDT). – [Чинний від 2009–07–01]. ДП «УкрНДНЦ», 2008. – 14 с.

8. ТІ 055 РКП. Технологічна інструкція. Контроль вібродіагностичний підшипників буксових вузлів колісних пар вантажних вагонів. – М.: 2010. – 24 с.

9. СТП 04-018:2018. Комплект документів на технологічний процес вхідного контролю відповідальних деталей та вузлів вантажних вагонів. – К.: 2018. – 225 с.

10. ЦВ-0118. Інструкція з неруйнівного контролю деталей та вузлів вагонів магніто-прошковым, вихорострумовим та ферозондовим методами та з випробування на розтягання. – К.: Укрзалізниця, 2009. – 278 с.

11. ЦВ-0126. Облікові та звітні форми по вагонному господарству. – К.: Укрзалізниця, 2011. – 30 с.

12. ГОСТ 32699-2014. Рама боковая и балка надрессорная литые трехэлементных двухосных тележек грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм. Методы неразрушающего контроля. – М.: 2002. – 9 с.

13. ГОСТ 24297-2013. Верификация закупленной продукции. Организация проведения и методы контроля. – М.: 2002. – 12 с.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Міхійєнко Володимир Олександрович, заступник начальника СП «Київське ПКТБ РС» філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» (НДКТІ) АТ «Укрзалізниця». Вул. Алма-Атинська, 74, м. Київ, 02092, Україна. Тел.: +38 044 207 85 73. E-mail: pktb2017@gmail.com.

Стріленко Валерій Едуардович, головний інженер Департаменту вагонного господарства АТ «Укрзалізниця». Вул. Єжи Гедройця, 5, м. Київ, 03680, Україна. Тел.: +38 044 465 03 03. E-mail: sv1971.15.02@gmail.com

Феногенов Анатолій Іванович, головний технолог СП «Київське ПКТБ РС» філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця». Вул. Алма-Атинська, 74, м. Київ, 02092, Україна. Тел.: +38 044 207 85 67. E-mail: pktb2017@gmail.com.

УДК 625.143.51

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-26-32

*Канд. техн. наук Мойсєєнко К. В.
Інженер Суслов В. М.*

ВПЛИВ ВАНТАЖОНАПРУЖЕНОСТІ КОЛІЇ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ РЕЙКОВОГО СКРІПЛЕННЯ ТИПУ КПП-5 ЗА ДАНИМИ ЛАБОРАТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Ключові слова: рейкове скріплення типу КПП-5, вантажонапруженість колії, працездатність, лабораторні дослідження.

Вступ

На сьогодні на залізницях України із залізобетонними шпалами масово застосовують два типи рейкових проміжних скріплень – КБ і КПП-5. Максимальні допустимі швидкості руху поїздів коліями з цими скріпленнями однакові, а витрати на складання рейкошпальної решітки та утримання колії зі скріпленням типу КПП-5 порівняно з КБ менші приблизно на 48 % і 25 %, відповідно [1].

Тож для «дискримінації» скріплення типу КПП-5 за критерієм вантажонапруженості (його застосовують на ділянках колії з вантажонапруженістю не більше ніж 60 млн т·км брутто/км за рік [2], у той час як для КБ таке обмеження відсутнє) повинні бути дуже вагомі причини. Але будь-якого обґрунтування цього обмеження у відкритих джерелах нам знайти не вдалося, і раціонального пояснення збитків, які несе Укрзалізниця, масово використовуючи скріплення типу КБ, теж.

Таким чином, дослідження впливу вантажонапруженості на працездатність скріплення типу КПП-5 і, як наслідок, обґрунтування величини обмеження за цим критерієм або необхідності його скасування є дуже актуальним і затребуваним.

Уперше вплив вантажонапруженості на працездатність скріплення типу КПП-5 досліджувало «Дніпровське науково-конструкторське технологічне бюро колійного господарства» філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця» (ДНКТБ КГ) у 2016 році: на підставі натурального обстеження ділянок колії із цим скріпленням (вантажонапруженість 54...61

млн т·км брутто/км за рік та 15 млн т·км брутто/км за рік, строк експлуатації приблизно 10 років) було доведено відсутність впливу вантажонапруженості на працездатність скріплення типу КПП-5 і обґрунтовано необхідність скасування обмеження його застосування за цим критерієм [3].

У лютому 2017 року ці дослідження були розглянуті секцією «Будівництва, утримання та розвитку інфраструктури» Науково-технічної ради (НТР) Укрзалізниці, яка вирішила, що з метою визначення раціональної сфери застосування проміжного рейкового скріплення типу КПП-5 потрібно здійснити його експлуатаційні випробування на ділянках колії з вантажонапруженістю більше ніж 80 млн т·км брутто/км за рік. Випробування були завершені в грудні 2019 року, їх результати чекають на розгляд секцією НТР.

У 2016–2017 роках Державний університет інфраструктури та технологій виконав натурні дослідження опору скріплення типу КПП-5 з рейками типу Р65 поздовжньому переміщенню рейкових плітей на ділянках колії з максимальною вантажонапруженістю 66,7 млн т·км брутто/км за рік, за результатами яких авторами дослідження було рекомендовано застосовувати його на ділянках колії з вантажонапруженістю не більше ніж 60 млн т·км брутто/км за рік за умови заміни підрейкових прокладок ПРП-2.1 і ПРП-2.11 на підрейкові прокладки ПРП-3.2 [4].

У цій статті наведено результати лабораторних досліджень впливу вантажонапруженості на працездатність скріплення типу КПП-5.

Метою статті є додаткове обґрунтування необхідності відміни обмеження застосування скріплення типу КПП-5 за критерієм вантажонапруженості на підставі результатів лабораторних досліджень його працездатності.

Методика виконання досліджень

Працездатність скріплення в лабораторних умовах досліджують шляхом імітації впливу поїздів на вузол скріплення протягом певного часу та контролювання стану й розмірів елементів скріплення після цього. Дослідження виконують за допомогою гідравлічної машини-пульсатора та випробувального стенда, які забезпечують амплітуду, частоту й схему прикладення навантаження, що від-

повідують максимальному рівню вертикальних і бокових сил, які діють на рейку в кривих і прямих ділянках під час руху завантаженого піввагона з максимальним допустимим навантаженням на вісь 235 кН (24 т) зі швидкістю приблизно 80 км/год. Напрацювання обліковують у циклах навантаження, вважаючи кожен такий цикл еквівалентом впливу на вузол скріплення однієї колісної пари з наведеним вище навантаженням на вісь [5–7].

Для дослідження використано дані, отримані під час випробувань прокладок ПРП-3.2, виготовлених з різних матеріалів, які ДНКТБ КГ разом з Інститутом чорної металургії ім. З. І. Некрасова Національної академії наук України (ІЧМ НАНУ) виконали в другій половині 2016 року на замовлення ТОВ «Корпорація КРТ». Особливістю цієї роботи було те, що під час циклічних випробувань замість стандартних 4 мільйонів циклів навантаження [5, 6] прокладки піддавалися 42 мільйонам циклів навантаження, що еквівалентно мільярду тонн пропущеного по колії вантажу брутто.

Метою випробувань було визначення можливості застосування інших матеріалів для виготовлення прокладки підрейкової ПРП-3.2: поліуретану Еластолан 90А та гуми. На той час і до сьогодні серійна прокладка ПРП-3.2 виготовляється з поліуретану Еластолан 95А (поліуретани Еластолан 90А і Еластолан 95А випускає фірма BASF [ФРН]), тому дані, отримані для гумових прокладок, не наводяться й не коментуються.

Дослідна прокладка ПРП-3.2 з поліуретану Еластолан 90А відрізнялася від серійної тільки твердістю: твердість серійної прокладки за Шором складала приблизно 60D, дослідної – 90D (при нормі від 45D до 60D [8, 9]). Решта характеристик дослідної прокладки відповідали вимогам технічних умов на їх виготовлення [8, 9].

Випробування виконувалися поетапно:

перший етап – оцінка опору скріплення типу КПП-5 з дослідною та серійною прокладками поздовжньому переміщенню рейкових плітей;

другий – визначення працездатності дослідної та серійної прокладок після циклічного навантаження, еквівалентного 1000 млн т брутто пропущеного вантажу;

третій – оцінка працездатності вузла скріплення типу КПП-5, до складу якого входила

дослідна прокладка, після циклічного навантаження, що відповідає 1000 млн, т брутто пропущеного вантажу.

Безпосередньо скористатися даними, отриманими під час виконання заключного етапу випробувань, для лабораторного дослідження впливу вантажонапруженості на працездатність скріплення типу КПП-5 буде некоректно – для цього потрібно пересвідчитися, що характеристики прокладки з поліуретану Еластолан 90А не відрізняються принципово від характеристик серійної прокладки.

Норму поздовжнього зусилля, що призводить до зсуву рейки, і критерії, за якими оцінювалася працездатність прокладок та скріплення, наведено в таблиці 1. Ці показники вичерпно характеризують основні споживчі характеристики скріплення і їх величини взяті з чинної нормативної документації АТ «Укрзалізниця» [2,10].

Для випробувань ТОВ «Корпорація КРТ» були надані в необхідній кількості клеми пружні КП-5.2, вкладиші ізолюючі ВІП-65.11 і прокладки ПРП-3.2 серійні та дослідні. Серійні елементи скріплення відповідали технічним умовам на їх виготовлення. Напівшпалок, який використовувався під час випробувань, було зроблено із залізобетонної шпали СБЗ-0. Випробування виконувалося на обладнанні ІЧМ НАНУ, яке було повірене згідно з чинним порядком.

Поздовжнє зусилля, що призводить до зсуву рейки, визначалося за допомогою гідравлічної випробувальної машини ЭУС-100 відповідно до [6, 7]. Випробовувалися по три дослідні та серійні прокладки. Для кожного дослідження застосовувалися клеми КП-5.2 та прокладки, які раніше у випробуваннях не використовувалися. Вкладиші ізолюючі під час випробувань не замінювалися.

Табл. 1 – Значення показників, за якими оцінювалася працездатність прокладок і скріплення при випробуваннях

Показник	Норма показника	Джерело
1 Поздовжнє зусилля, що призводить до зсуву рейки	Не менше ніж 15 кН	[2, 10]
2 Працездатність дослідної та серійної прокладок після циклічного навантаження, еквівалентного 1000 млн т бруutto пропущеного вантажу	Відсутність тріщин та ознак руйнування прокладок Величина зносу дослідних прокладок менша або дорівнює зносу серійної	[2]
3 Працездатність вузла скріплення типу КПП-5, до складу якого входить дослідна прокладка, після циклічного навантаження, що відповідає 1000 млн т бруutto пропущеного вантажу	Клема КП-5.2: – відсутність тріщин та ознак руйнування – розмір «S» менший ніж 4 мм Вкладиш ізолюючий та прокладка: відсутність тріщин та ознак руйнування	[2] [2]

Працездатність дослідної та серійної прокладок після циклічного навантаження визначалася теж за допомогою гідравлічної випробувальної машини ЭУС-100 та стенда, конструкція якого наведена на рисунку 1. Гайки болтів затягувалися з крутним моментом 150 Н·м. Характеристики прикладеного навантаження: максимальна величина – 300 кН, мінімальна – 240 кН, частота приблизно 10 Гц. На початку випробувань, у їх кінці та через кожні 10 млн. циклів усі прокладки оглядали та визначали їх товщину в точках вказаних на рисунку 2. Отримані результати разом з фактичною кількістю циклів навантаження фіксувалися.

Працездатність після циклічного навантаження вузла скріплення типу КПП-5, до складу якого входила дослідна прокладка, визначалася за допомогою гідравлічної випробувальної машини ЦД 100 ПУ відповідно до встановлених вимог [6, 7]. До вузла скріплення прикладалося циклічне навантаження з такими характеристиками: максимальна величина – 110 кН, мінімальна – 80 кН, частота – приблизно 10 Гц. На початку випробувань, у кінці та через кожні 10 млн циклів прокладки, клеми та вкладиші теж оглядали, визначали товщину прокладки в точках, вказаних на рисунку 2, вимірювали розмір «S» пружних клем, товщину під клемою та ніжки вкладишів ізолюючих, згідно з існуючими рекомендаціями [3]. Отримані результати разом з фактичною кількістю циклів навантаження реєструвалися.

Роботи за першим і другим етапом випробувань виконувалися у періоди з 01.06.2016 до 02.08.2016, за третім – з 17.08.2016 до 12.10.2016.

Результати досліджень

Величини поздовжнього зусилля, що призводить до зсуву рейки, для дослідної прокладки склали 16,1...17,1 кН, середнє 16,7 кН; для серійної – 15,0...15,1 кН, середнє 15,0 кН. Висновок: обидві прокладки випробування витримали.

Під час та після закінчення випробувань прокладок на працездатність після циклічного навантаження тріщини та ознаки руйнування були відсутні в усіх прокладках. Товщини дослідної та серійної прокладок, виміряні в різних точках, згідно з рисунком 2, відрізнялися між собою на 0,1...0,2 мм, у одному випадку – на 0,3 мм. Ця різниця спостерігалася для всіх обмірів за винятком першого, виконаного до початку випробувань. Точки з найменшою або найбільшою товщиною прокладки розташовувалися випадковим чином – виявити будь-яку закономірність у їхньому положенні не вдалося.

Товщини дослідних та серійних прокладок, розраховані як середнє за всіма вимірами для кожної випробуваної прокладки, у функції кількості циклів навантаження наведені в таблиці 2. Ці величини достатньо близькі між собою для обох прокладок. Осереднені за трьома прокладками значення товщин дослідної та серійної прокладок складають 7,66 мм і 7,74 мм, середні величини зносу – 0,34 мм і 0,26 мм відповідно. Різниця між цими величинами складає 0,08 мм та менша за похибку інструментального вимірювання товщини прокладки $\pm 0,1$ мм, що дозволяє стверджувати, що знос дослідної прокладки не відрізняється від зносу серійної.

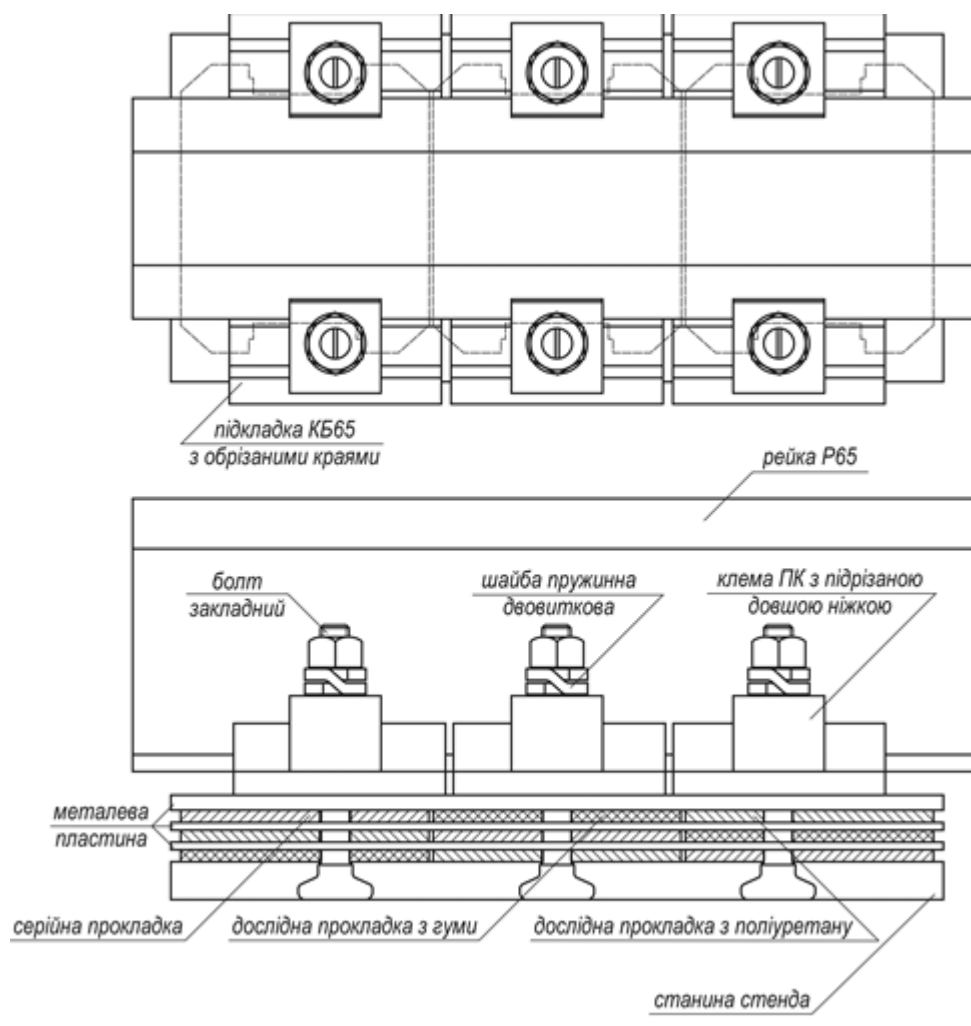


Рис. 1 – Стенд для визначення працездатності дослідної та серійної прокладок

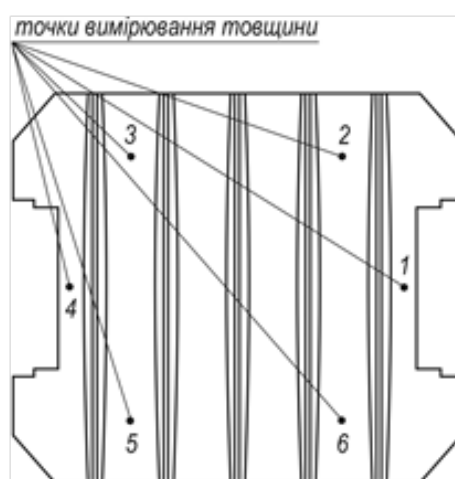


Рис. 2 – Розташування точок вимірювання товщини прокладок

Наведені вище результати визначення величини поздовжнього зусилля, що призводить до зсуву рейки, та випробувань на працездатність після циклічного навантаження дозволяють зробити висновок, що прокладка

ПРП-3.2, виготовлена з поліуретану Еластолан 90А, не відрізняється принципово від серійної прокладки ПРП-3.2 з поліуретану Еластолан 95А. Таким чином дані, отримані під час циклічного випробування вузла скріп-

лення типу КПП-5, який включає прокладку з поліуретану Еластолан 90А, можна застосовувати для лабораторного дослідження

впливу вантажонапруженості на працездатність скріплення типу КПП-5.

Табл. 2 – Середні значення товщин дослідних і серійних прокладок (у мм) залежно від кількості прикладених циклів навантаження

Прокладка	Дата огляду та обміру				
	01.06.16	15.06.16	02.07.16	19.07.16	02.08.16
	Кількість циклів навантаження, млн				
	0	11,2	20,0	31,4	42,0
Дослідна прокладка					
1	8,00	7,80	7,60	7,80	7,63
2	8,00	7,80	7,73	7,75	7,63
3	8,00	7,78	7,70	7,70	7,72
Серійна прокладка					
1	8,00	7,88	7,85	7,85	7,78
2	8,00	7,88	7,85	7,85	7,67
3	8,00	7,98	7,88	7,87	7,78

Працездатність вузла скріплення типу КПП-5 під впливом циклічного навантаження досліджувалася протягом 57 діб. За цей час вузол скріплення витримав 42,3 млн циклів навантаження. Таке навантаження еквівалентне 1015 млн т бруто пропущеного по колії вантажу ($24 \text{ т} \times 42,3 \cdot 10^6$ циклів). Не враховуючи час на зупинки випробувальної машини для здійснення обмірів елементів скріплення, за умови тривалості року

365,24 доби вантажонапруженість, якій відповідає дослідження, складає не менше ніж 6500 млн т·км бруто/км за рік ($1015 \cdot 365,24 / 57$).

Отримані результати обмірів елементів скріплення наведено в таблиці 3. Рисунки 3 і 4 містять схеми розташування прокладки, клем і вкладишів відносно випробувального стенда.

Табл. 3 – Результати обмірів елементів вузла скріплення типу КПП-5 (у мм) під час лабораторного дослідження впливу вантажонапруженості на його працездатність

Показник		Дата огляду та обміру				
		17.08.16	30.08.16	14.09.16	26.09.16	12.10.16
		Кількість циклів навантаження, млн				
		0	11,2	20,8	30,5	42,3
Товщина прокладки ПРП-3.2 у точках	1	8,0	7,7	7,7	7,2	7,3
	2	8,0	7,5	7,5	7,4	7,5
	3	8,0	7,7	7,6	7,5	7,8
	4	8,0	7,8	7,8	7,8	7,8
	5	8,0	7,7	7,7	7,7	7,7
	6	8,0	7,6	7,5	7,5	7,5
Розмір «S» клем пружних КП-5.2	№ 1	1,0	2,35	3,90	3,90	3,90
	№ 2	1,0	2,35	3,10	3,10	3,40
Вкладиш ізолюючий ВІП-65.11	№ 1	товщина ніжки	10,5	10,5	10,5	10,5
		висота під клемою	12,5	12,5	12,5	12,5
	№ 2	товщина ніжки	10,5	10,5	10,5	10,5
		висота під клемою	12,1	12,1	12,0	11,9

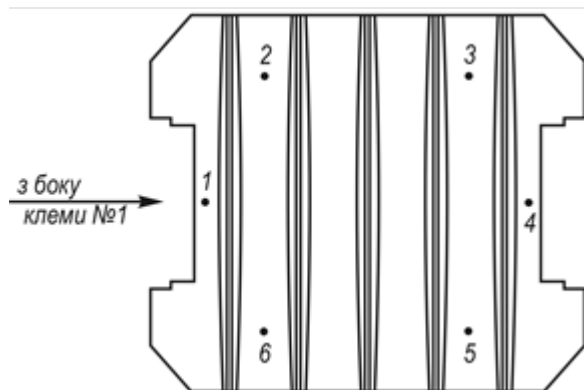


Рис. 3 – Розташування точок вимірювання товщини прокладки відносно випробувального стенда

Під час та після закінчення дослідження тріщин і ознак руйнування елементів скріплення не виявлено. Після прикладення $42,3 \cdot 10^6$ циклів навантаження розмір «S» клем пружних КП-5.2 збільшився до 3,4 мм і 3,9 мм, що менше допустимих 4 мм; товщина прокладки ПРП-3.2 зменшилася на 0,6...0,2 мм і склала 7,4...7,8 мм; товщина ніжки вкладиша ізолюючого ВІП-65.11 не змінилася, висота під клемою одного вкладиша не змінилася, іншого – зменшилася на 0,2 мм.

Ці результати дають змогу зробити висновок, що скріплення типу КПП-5 після закінчення лабораторного дослідження впливу вантажонапруженості на його працездатність залишилося цілком працездатним.

Висновок

Під час лабораторних досліджень впливу вантажонапруженості на працездатність скріплення типу КПП-5 вузол скріплення успішно витримав 42,3 млн циклів навантаження протягом 57 діб. Тривалість випробувань та кількість прикладених циклів навантаження еквівалентні вантажонапруженості не менше ніж 6500 млн. т·км бруто/км за рік і напрацюванню 1000 млн. т бруто.

Величина вантажонапруженості, якій відповідає дослідження, у кілька десятків разів перевищує максимальну вантажонапруженість мережі магістральних колій АТ «Укрзалізниця», а отримане напрацюван-

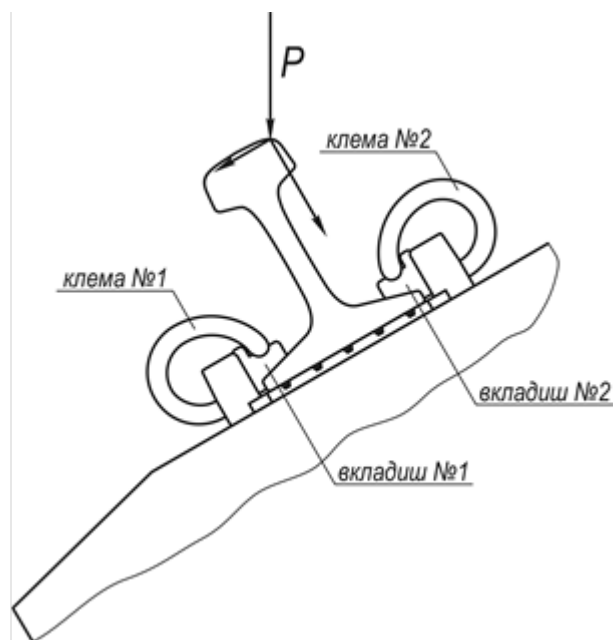


Рис. 4 – Схема розташування прокладки, клем, вкладишів і рейки відносно випробувального стенда

ня відповідає нормативному строку служби рейок, шпал і баласту [11]. Це переконливо доводить, що вантажонапруженість не впливає на працездатність скріплення типу КПП-5, тож обмеження його застосування за критерієм вантажонапруженості доцільно скасувати.

Література

1. Костюк М.Д. Верхній будові колії – сучасні конструкції та технології / М.Д. Костюк, Е.І. Даниленко, С.Д. Тараненко, Я.І. Микитін // *Залізничний транспорт України*. – 2009. – № 3. – С. 36-38.
2. Інструкція з укладання та утримання рейкової колії з рейками типу Р65, УІС60 і пружним проміжним скріпленням типу КПП-5 та високоміцними ізолюючими стиками: ЦП-0276. – Затв. наказом Укрзалізниці від 21.06.2012 р. № 227-Ц. – Київ : ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2012. – 72 с. – (Галузевий норм. докум.).
3. Мойсеєнко К.В. Обґрунтування необхідності скасування обмеження застосування скріплення типу КПП-5 за критерієм вантажонапруженості / К.В. Мойсеєнко, В.М. Сулов, А.А. Татуревич // *Залізничний транспорт України*. – 2017. – № 2. – С. 55-64.
4. Даниленко Е.І. Поздовжня стійкість рейкових плітей Р65 при скріпленнях безпідкладкового (КПП-5, КПП-1) та підкладкового

типу (КБ) / Е.І. Даніленко, С.Л. Карпінський, В.М. Молчанов // Залізничний транспорт України. – 2018. – № 1. – С. 12-20.

5. Скріплення рейкове проміжне залізничної колії. Вимоги щодо безпеки та методи контролювання: ДСТУ ГОСТ 32698:2016 (ГОСТ 32698-2014, IDT). – [чинний від 2016-10-01]. – Київ : Держспоживстандарт України, 2016. – 13 с. (Національний стандарт).

6. Скріплення проміжні пружні типу КПП-5. Технічні умови: ТУ У 30.2-13820029-118:2018. – [чинні від 2018-12-29]. – Дніпро : б/в, 2018. – 46 с. – (Галузевий норм. докум.).

7. Демченко С.М. Технічні вимоги до безпідкладкових анкерних пружних проміжних скріплень / С.М. Демченко, А.А. Татуревич // Залізничний транспорт України. – 2018. – № 3. – С. 22-29.

8. Прокладки підрейкові типу ПРП для рейок типу Р65, UIC60 та Р50 з проміжними пружними скріпленнями. Технічні умови: ТУ У 35.2-30268559-080:2007. – [чинні від 2007-09-06]. – Дніпропетровськ : б/в, 2007. – 43 с. – (Галузевий норм. докум.).

9. Прокладки підрейкові типу ПРП для рейок типів Р65, UIC60 та Р50 з проміжними пружними скріпленнями. Технічні умови: ТУ У 30.2-13820029-080:2018. – [чинні від 2019-01-31]. – Дніпро : б/в, 2019. – 45 с. – (Галузевий норм. докум.).

10. Технічні вказівки по улаштуванню, укладанню, ремонту і утриманню безстикової колії на залізницях України: ЦП-0266. – Затв.

наказом Укрзалізниці від 01.02.2012 р. № 033-Ц. – Київ : ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2012. – 150 с. – (Галузевий норм. докум.).

11. Положення про проведення планово-запобіжних ремонтно-колійних робіт на залізницях України: ЦП-0287. – Затв. наказом Укрзалізниці від 03.11.2014 р. № 470-ЦЗ/од. – Київ: ТОВ «Девалта», 2015. – 45 с. – (Галузевий норм. докум.).

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Мойсеєнко Костянтин Володимирович, к. т. н., доцент, провідний інженер-технолог відділу механізації колійних робіт СП «Дніпровське науково-конструкторське технологічне бюро колійного господарства» філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця».

Пл. Вокзальна, 11ж, м. Дніпро, 49038, Україна.

Тел.: +38 056 793 23 41.

E-mail: t.mala@dp.uz.gov.ua.

Суслов Володимир Миколайович, директор ТОВ НВП «Корпорація КРТ».

Вул. Ак. Лазаренка, 1, м. Львів, 79026, Україна.

Тел.: +38 032 295 02 08.

E-mail: spc@krt.co.ua.

НОВИНИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ

Відповідно до пункту 2 частини другої статті 11 Закону України «Про стандартизацію», розпорядження Кабінету Міністрів України від 26.11.2014 № 1163 «Про визначення державного підприємства, яке виконує функції національного органу стандартизації» та на виконання Програми робіт з національної стандартизації на 2020 рік Державне підприємство «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ») своїм **наказом від 26.06.2020 р. № 141 прийняв рішення з надання чинності з 01 січня 2021 року** національному стандарту:

ДСТУ 9027:2020. Системи управління якістю. Настанови щодо вхідного контролю продукції. – Прийнято вперше (зі скасуванням дії в Україні застарілого стандарту ГОСТ 24297–87).

Матеріал підготував Татур О.К. -

начальник відділу технічного регулювання

Департаменту розвитку і технічної політики

АТ «Укрзалізниця»

НОВИНИ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ РАДИ АТ «УКРЗАЛІЗНИЦЯ»



У зв'язку із ситуацією, що склалася через запровадження карантинних заходів, спрямованих на запобігання поширенню на території України коронавірусу COVID-19, за період з травня по липень 2020 року у товаристві було проведено всього три засідання Науково-технічної ради АТ «Укрзалізниця»: секцій «Єдиної технічної політики та екологічного менеджменту» (21.05.2020), «Виробництва та управління тягою» (10.06.2020) та «Пасажирських перевезень і сервісу» (23.06.2020).

Під час засідання *секції «Єдиної технічної політики та екологічного менеджменту»* було розглянуто та погоджено План науково-дослідних, дослідно-конструкторських робіт та розроблення

нормативних документів АТ «Укрзалізниця» на 2020 рік, для його винесення на засідання правління АТ «Укрзалізниця» для затвердження, а також розглянуто та схвалено для подальшого оформлення два розроблених нормативних документа: «Положення про функціональну підсистему «Сили і засоби реагування на надзвичайні ситуації на залізничному транспорті» АТ «Українська залізниця» та стандарт підприємства (СТП) «Вагони вантажні. Технічне обслуговування. Правила підготовки вантажних вагонів до перевезень».

Порядок денний засідання *секції «Виробництва та управління тягою»* охоплював наступний спектр питань:

- розгляд та погодження актуалізованих технічних вимог до нових вантажних електровозів що пропонуються постачальниками для потреб АТ «Укрзалізниця»;
- впровадження систем відеоспостереження (відеореєстрації) на тяговому рухомому складі (ТРС) АТ «Укрзалізниця»;
- розгляд результатів експлуатаційних випробувань на ТРС АТ «Укрзалізниця» моторних оливі виробництва ТОВ «СП ЮКОЙЛ» та ТОВ «ДВЧ Менеджмент»;
- впровадження програмно-апаратних комплексів (ПАК) контролю фізіологічного стану працівників локомотивних бригад та обліку даних їх медичного огляду;
- розгляд результатів розширеної дослідної експлуатації буксових підшипників виробництва ТОВ «АМБ» на тепловозах серії ЧМЕЗ та можливостей їх використання в буксових вузлах магістральних локомотивів;
- застосування на локомотивах композиційних гальмівних колодок типу М з чавунними вставками виробництва ТОВ "БЦЗ" Трібо";
- можливості застосування силових контакторів типу VT-919 на електровозах серії ВЛ82м;
- розгляд підсумків випробувань дослідних зразків автоматичних бортових систем контролю параметрів роботи тепловозів та обліку витрат ними дизельного палива;
- погодження для подальшого оформлення розробленого СП «Київське ПКТБ РЛ» філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця» нормативного документу «Норми витрат матеріалів та запасних частин на виконання капітального ремонту КРП електровозу серії ЧС7»;
- розгляд та погодження розроблених СП «Полтавське ПКТБ РЛ» філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця» нормативних документів: стандарту підприємства (СТП) «Електровози серій ЧС4, ЧС7, ЧС8. Технічне обслуговування та поточний ремонт. Правила»; СТП «Електровози змінного струму серій ВЛ80в/і, ВЛ82М. Технічне обслуговування та поточний ремонт. Правила»; СТП «Тепловози серії ЧМЕЗ. Технічне обслуговування та поточний ремонт. Правила»; 105.43000.20819, «Ло-

комотиви серій ВЛ80, ВЛ82, ВЛ11, ВЛ40, ЧС4, ЧС7, ЧС8, ЧМЕЗ. Технічне обслуговування та поточний ремонт з урахуванням нових міжремонтних пробігів. Норми витрат матеріалів, запасних частин, приладів та виробів».

В результаті обговорення секцією НТР АТ «Укрзалізниця» були прийняті рішення щодо схвалення всіх наданих на розгляд нормативних документів («Загальні технічні вимоги АТ «Укрзалізниця» до електровозів», «Норми витрат матеріалів та запасних частин на виконання капітального ремонту КРП електровозу серії ЧС7»), а також всіх СТП та Норм розроблених СП «Київське ПКТБ РЛ» і СП «Полтавське ПКТБ РЛ» філії «НДКТІ» товариства.

Враховуючи отриманні позитивні результати експлуатаційних випробувань, також було прийнято рішення рекомендувати моторну оливу «М-14Г2ЦС» виробництва ТОВ «СП ЮКОЙЛ» (м. Запоріжжя), моторні оливи «М-14В2» та «М-14Г2ЦС» виробництва ІТОВ «НВО ДВЧ-Менеджмент» (Республіка Білорусь), до застосування на ТРС залізничного транспорту України (оливи виробництва ІТОВ «НВО ДВЧ-Менеджмент» допущені до використання після проведення технічного аудиту їх виробництва).

На **секції «Пасажирських перевезень і сервісу»** були розглянуті питання формування технічних вимог до нових приміських електропоїздів та до вітчизняного двоповерхового пасажирського вагону з кузовом із алюмінієвих панелей, а також питання переобладнання парка пасажирських вагонів, які курсують у внутрішньому сполученні, гальмівними композиційними колодками з чавунними вставками. На засідання було запрошено науковців Державного університету інфраструктури та технологій, а також представників ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод».

За підсумками засідання секцією НТР було погоджені концептуальні рішення щодо базових технічних вимог АТ «Укрзалізниця» до нових приміських електропоїздів та технічне завдання на виготовлення електропоїздів ЕКр3/ЕКр4.ТЗ, розроблене ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод». Також згідно з рішеннями протоколу засідання секції Департамент з організації внутрішніх та міжнародних пасажирських перевезень АТ «Укрзалізниця» повинен надати на адресу ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» інформацію щодо кількісної потреби товариства у двоповерхових пасажирських вагонах та їх номенклатурі, із зазначенням років постачання, для перевезень пасажирів на вітчизняних залізницях.



УДК 629.4.015:656.2.08

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-35-42

Д-р техн. наук Дьомін Ю.В.

Канд. техн. наук Черняк Г.Ю.

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ЙМОВІРНИХ ПРИЧИН СХОДЖЕНЬ З РЕЙОК ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Ключові слова: вантажні вагони, сходження з рейок, комп'ютерне моделювання, безпека руху, динамічні показники.

Вступ

Аварії поїздів, які трапляються на залізницях, приносять, як правило, значні матеріальні збитки і, що особливо неприпустимо, іноді пов'язані з ризиком для життя людей. Очевидно, що кожна транспортна подія пов'язана зі збігом низки несприятливих обставин, серед яких, тим не менше, завжди присутня провідна причина. Наприклад, низький запас стійкості вантажних вагонів від сходження з рейок найчастіше обумовлюється їх незадовільними динамічними властивостями, які головним чином пояснюються конструкційними особливостями й технічним станом візків [1, 2].

Через конструкційні особливості візків моделі 18-100 ресорне підвішування вантажних вагонів у порожньому стані може частково або повністю втрачати свої демпфірувальні властивості [3]. При цьому у резонансних режимах коливань в моменти повного розвантажування коліс при дії поперечної горизонтальної сили з'являється реальна загроза сходжень колісних пар з рейок. В залежності від технічного стану візків резонансні швидкості для порожніх вагонів знаходяться в діапазоні 30 – 60 км/год, що охоплюються робочими швидкостями вантажних поїздів.

Ознаками недостатнього гасіння коливань є завищення клінів і ослаблення підклинових пружин. Ослаблення клинової системи призводить до втрати зв'язаності візка, що, у свою чергу, веде до забігання бокових рам, через яке перекошується візок, а отже і колісні пари. Кути перекосу колісних пар збільшуються зі збільшенням зазорів між корпу-

сами букс і боковими рамами. Рух візка у перекошеному стані погіршує умови безпеки руху через сприяння накопичуванню коліс на рейки. Недостатня зв'язаність складеної рами візка призводить до втрати стійкості вагонів відносно виникнення самозбудних коливань виляння [4]. Критичні швидкості з виляння візків мають тенденції зниження до величин близько 60 км/год з пробігом вагона. Поява самозбудних коливань виляння вагонів в робочому діапазоні швидкостей вантажних поїздів також становить реальну загрозу для безпеки руху.

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

Поліпшити ситуацію з виявленням причин аварій на залізничному транспорті покликані сучасні наукові підходи, зокрема такі, що базуються на використанні комп'ютерних технологій математичного моделювання [5, 6]. Досвід численних досліджень з безпеки руху, заснований на комп'ютерному моделюванні динаміки рейкових екіпажів, показує, що можливості, які надаються засобами моделювання, дозволяють користувачам максимально оперативно і з високим ступенем достовірності аналізувати проблеми, що пов'язані з безпекою руху поїздів [7, 8].

Визначення конкретних причин, що призводять до втрати стійкості вагонів в колії, вимагає поглиблених досліджень з залученням новітнього наукового інструментарію, що застосовується в галузі динаміки рухомого складу. Останнім часом в цьому напрямку все більшого поширення набуває програмне забезпечення для комп'ютерного моделювання динамічної поведінки залізничного рухомого складу [9, 10]. Такий підхід дозво-

лить поглибити пошукові розслідування причин сходжень вагонів, що буде сприяти розробці заходів щодо попередження транспортних подій, підвищить рівень безпеки руху поїздів та збільшить достовірність прогнозованих оцінок динамічних показників рухомого складу.

Мета статті полягає у розвитку методичних підходів до визначення ймовірних причин порушення умов стійкості вантажних вагонів від сходження з рейок у складі поїздів. З аналізу результатів попередніх досліджень проблем забезпечення безпеки технічної експлуатації рухомого складу впливає завдання подальшого удосконалення методів оперативного аналізу випадків сходжень з рейок вантажних вагонів шляхом залучення засобів комп'ютерного моделювання динаміки рухомого складу.

Основні положення методики дослідження

Для дослідження і виявлення ймовірних причин сходжень з рейок вантажних вагонів використано базову комп'ютерну модель динаміки чотиривісного вагона з візками моделі 18-100, розроблену за допомогою програмного комплексу UM [11]. Ця модель дозволяє отримувати модифікації динамічних моделей вантажних вагонів основних типів (напіввагонів, критих вагонів, вагонів-хоперів, цистерн), які розрізняються за конструкцією кузовів, але мають типові ходові частини. В комп'ютерній моделі динаміки вантажного вагона передбачено детальний опис технічного стану ходових частин вантажних вагонів. Завдяки цьому стає можливим налаштування спеціалізованих параметрів моделі, зокрема таких, що характеризують технічний стан ходових частин вагона, який зійшов з колії, та характеристик ділянки сходження.

Необхідним етапом роботи з визначення передумов сходження є дослідження впливу певних чинників на характеристики динамічних процесів, які супроводжують рух вагона. Оцінкою динамічних характеристик при цьому мають бути обрані показники запасу стійкості колісних пар від сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки, які комплексно характеризують сполучення як горизонтальних, так і вертикальних сил, які одночасно діють на колесо кожної колісної пари [12].

Виконання аналізу ймовірних причин сходжень вантажних вагонів потребує проведення за попередньо складеним планом серії чисельних експериментів з протоколюванням ходу обчислень і збереженням результатів розрахунків. Для того, щоб мати змогу інтерпретувати дані, які накопичуються в ході імітаційного (обчислювального) експерименту, тобто оцінити внесок кожного з чинників або їх сукупності на можливість сходжень, слід застосувати факторний аналіз. Ідеї факторного аналізу широко використовуються у багатьох прикладаннях, де на підставі експериментальних даних, спостережених при певних відомих умовах та деяких випадкових чинниках, встановлюється так званий кореляційний зв'язок між залежною і незалежними змінними (натомість функціональному зв'язку).

Загальна процедура імітаційного експерименту щодо дослідження умов сходження вантажних вагонів зводиться до таких етапів:

- структурізація і ранжування факторів, що впливають на запас стійкості вагонів в рейковій колії;
- складання плану експерименту;
- обчислення коефіцієнтів стійкості від сходжень колісних пар з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки;
- визначення степеню впливу відповідних факторів на динамічні показники стійкості вагонів від сходження з рейок.

Визначення ймовірних причин сходжень вагонів на основі комп'ютерного моделювання здійснюється на підставі сканування простору параметрів. Цей метод забезпечує повну інформацію про цільову функцію в межах тих наборів параметрів, які визначено. Як звісно, кількість комп'ютерних експериментів при скануванні обчислюється як $N = m^k$, де k – кількість параметрів або факторів, що варіюється, m – число рівнів, за якими варіюється кожний фактор. В залежності від кількості факторів і рівнів кожного з них, що відібрані для проведення сканування, кількість варіантів стрімко зростає. Таким чином, значно зростає час проведення сканування, тобто обчислювальних витрат. На рисунку 1 наведено залежності кількості обчислювальних варіантів від кількості k факторів, що досліджується, і їх рівнів m .

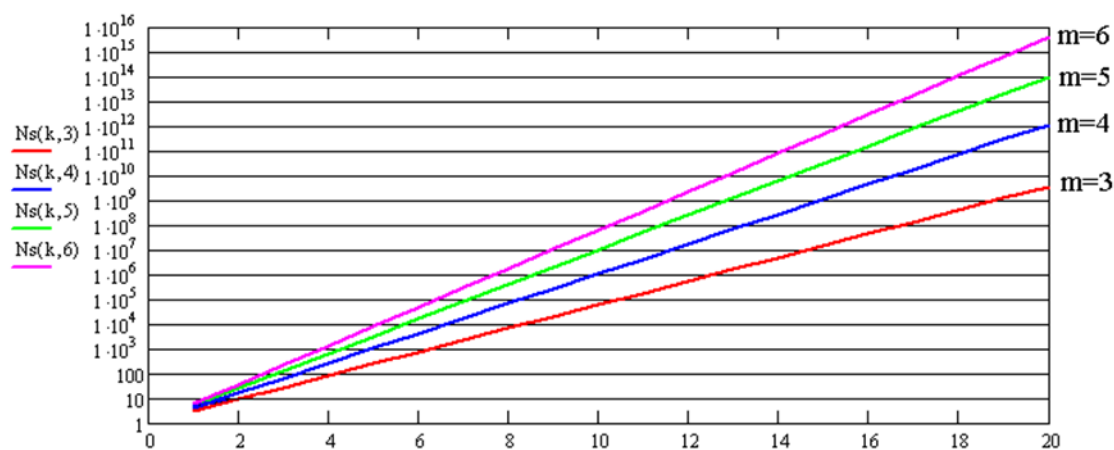


Рис. 1 – Залежності кількості варіантів від кількості факторів

В завданні для сканування, крім швидкості руху V , в якості факторів дослідження відібрані такі характеристики ходових частин: fp – коефіцієнти тертя ковзання в п'ятникових вузлах; wp – зноси п'ятникових вузлів в поздовжньому напрямку; fs – коефіцієнти тертя в бічних ковзунах; kl – завищення клинів візків; $wb1$ і $wb2$ – зноси в поздовжньому напрямку буксових вузлів відповідно першого в другого візка. Для кожного з відібраних факторів було визначено рівні, які

приведені в таблиці 1. Повний факторний план експерименту як план дослідів, що проводяться, враховує усі можливі комбінації рівнів кожного фактору. За визначеними факторами сформовано повний факторний план експерименту з кількістю варіантів 144 (табл. 2). Експеримент за таким планом дозволяє кількісно оцінювати ефекти впливу, як окремих факторів, так і взаємодії факторів [13].

Табл. 1 – Рівні факторів

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

Табл. 2 – Розрахункові варіанти щодо технічного стану ходових частин напіввагона

Номери варіантів	fp	wp , м	fs	kl , м	$wb1$, м	$wb2$, м
1	2	3	4	5	6	7
1/2/3	0,1	0	0,1	0	0	0/0,004/0,008
4/5/6	0,1	0	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
7/8/9	0,1	0	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
10/11/12	0,1	0	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
13/14/15	0,1	0	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
16/17/18	0,1	0	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
19/20/21	0,1	0	0,4	0	0	0/0,004/0,008
22/23/24	0,1	0	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
25/26/27	0,1	0	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
28/29/30	0,1	0	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008

31/32/33	0,1	0	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
34/35/36	0,1	0	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008
37/38/39	0,1	0,005	0,1	0	0	0/0,004/0,008
40/41/42	0,1	0,005	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
43/44/45	0,1	0,005	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
46/47/48	0,1	0,005	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
49/50/51	0,1	0,005	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
52/53/54	0,1	0,005	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008
55/56/57	0,1	0,005	0,4	0	0	0/0,004/0,008
58/59/60	0,1	0,005	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
61/62/63	0,1	0,005	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
64/65/66	0,1	0,005	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
67/68/69	0,1	0,005	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
70/71/72	0,1	0,005	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
73/74/75	0,4	0	0,1	0	0	0/0,004/0,008
76/77/78	0,4	0	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
79/80/81	0,4	0	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
82/83/84	0,4	0	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
85/86/87	0,4	0	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
88/89/90	0,4	0	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
91/92/93	0,4	0	0,4	0	0	0/0,004/0,008
94/95/96	0,4	0	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
97/98/99	0,4	0	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
100/101/102	0,4	0	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
103/104/105	0,4	0	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
106/107/108	0,4	0	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008
109/110/111	0,4	0,005	0,1	0	0	0/0,004/0,008
112/113/114	0,4	0,005	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
115/116/117	0,4	0,005	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
118/119/120	0,4	0,005	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
121/122/123	0,4	0,005	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
124/125/126	0,4	0,005	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
127/128/129	0,4	0,005	0,4	0	0	0/0,004/0,008
130/131/132	0,4	0,005	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
133/134/135	0,4	0,005	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
136/137/138	0,4	0,005	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
139/140/141	0,4	0,005	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
142/143/144	0,4	0,005	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008

У якості об'єкту дослідження розглянуто рух напіввагона, як найбільш поширеного у вагонному парку типу вантажного вагона. Рух напіввагона моделювався у порожньому стані при значеннях швидкості руху $V = 60, 70, 80, 90$ км/год. Також розглянуто два рівня нерівностей колії. В першому випадку умовно приймався стан колії з відступами не вище II ступеню [14]. При цьому середньоквадратичні відхилення нерівностей колії становили в горизонтальному напрямку 0,0035 м, в

вертикальному напрямку – 0,0046 м. В другому випадку умовно приймався стан колії з відступами IV-V ступенів. В цьому випадку середньоквадратичні відхилення нерівностей колії становили в горизонтальному напрямку 0,0071 м, в вертикальному напрямку 0,0092 м. Для з'ясування впливу плану колії на передумови сходження моделювалися два режими руху напіввагона на прямій ділянці колії і в круговій кривій з радіусом 600 м. При цьому стан колії приймався з відступами не

вище II ступеню [14]. Загальна кількість виконаних варіантів розрахунку динаміки руху напіввагона становила 1728.

Дослідження впливу на стійкість вантажних вагонів від сходжень з рейок характеристик технічного стану ходових частин та колії

За вказаними варіантами шляхом комп'ютерного моделювання проведені розрахунки динаміки напіввагона в порожньому стані. Порівняльний аналіз отриманих результатів проведено за об'єднаним показником стійкості від сходження напіввагона з

рейок K_{c0} , який розраховувався як найменше з мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень з рейок K_{c1} , K_{c2} , K_{c3} , K_{c4} відповідно для кожної колісної пари (min min).

Залежності показника K_{c0} від швидкості руху. На рисунку 2 наведені значення об'єднаного коефіцієнта стійкості проти сходження K_{c0} при швидкостях руху напіввагона 60, 70, 80 і 90 км/год на прямій ділянці колії задовільного стану для всіх варіантів розрахунку.

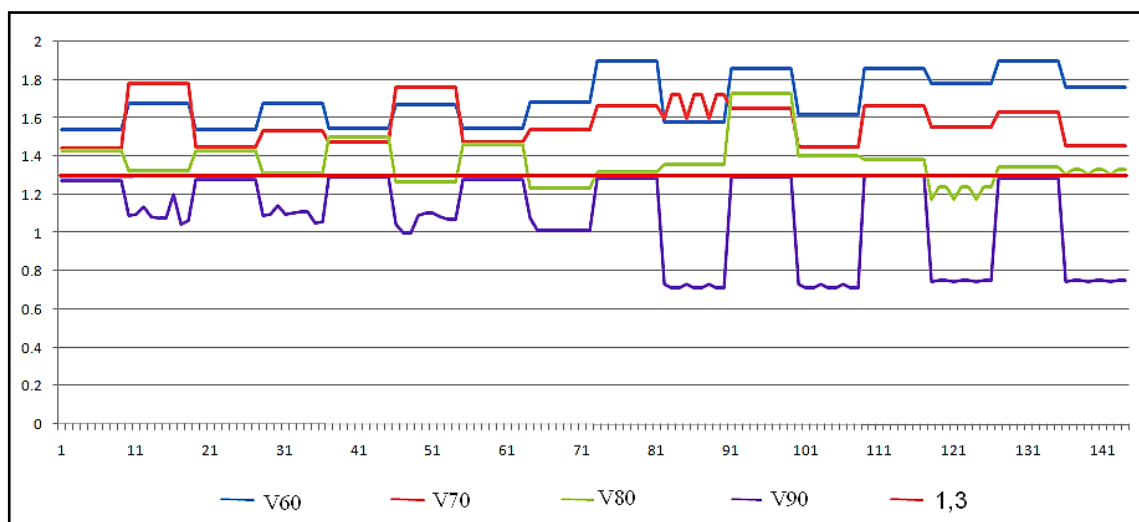


Рис. 2 – Об'єднаний показник запасу стійкості K_{c0} для всіх варіантів розрахунку; $V = 60, 70, 80, 90$ км/год

При швидкостях руху 60 і 70 км/год усі обчислені значення коефіцієнтів запасу стійкості K_{c0} отримано вище за допустимий рівень – 1,3 [12]. Разом з тим запас стійкості помітно залежить від змін параметрів і характеристик щодо технічного стану ходових частин вагона. Наприклад, як це отримано в розрахункових варіантах 82 – 90 і 100 – 108, завищення клинів погіршує ситуацію щодо сходжень напіввагона виключно в поєднанні з завищеним тертям, як в п'ятникових вузлах, так і на ковзунах

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

За результатами розрахунків при $V = 90$ км/год виходить, що, у залежності від варіан-

тів поєднання розглянутих факторів, значення K_{c0} або знаходяться на межі допустимого, або суттєво нижче. Так, у розрахункових варіантах, що відповідають випадкам руху напіввагона з виключеними гасителями коливань (варіанти 10 – 18, 28 – 36, 46 – 54, 64 – 72, 82 – 90, 100 – 108, 117 – 126, 136 – 144), отримані значення K_{c0} майже у два рази нижче допустимого рівня, коли клинова система знаходиться в справному стані (варіанти 1 – 9, 19 – 27, 37 – 45, 55 – 63, 73 – 81, 91 – 99, 109 – 117, 127 – 135). Таким чином, при швидкості руху 90 км/год ситуація щодо сходжень напіввагона з рейок є можливою з високим ступенем ймовірності.

Вплив стану та плану колії. Для оцінки впливу стану колії на коефіцієнти запасу стійкості від сходжень з рейок порожнього напіввагона рівень нерівностей в горизонтальному і вертикальному напрямках було збільшено у два рази. Це дозволило змоделювати стан колії з відхиленнями IV ступеню. На

рисунку 3 показано об'єднаний показник K_{co} при двох станах колії: світлосинім кольором – для незадовільного стану (IV ступень відхилень); темносинім кольором – для задовільного стану (II ступень відхилень).

З порівняння об'єднаних коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень K_{co} , що розраховані для двох станів колії і приведені на рисунку 3, випливає висновок про значне зниження значень коефіцієнту K_{co} при погіршенні стану колії. Таким чином, стан колії

здійснює суттєвий вплив на рівень коефіцієнтів запасу стійкості проти сходжень, і, як наслідок, на ймовірність сходжень напіввагона з рейок. На рисунку 4 зведено усі об'єднані показники K_{co} запасу стійкості від сходжень порожнього напіввагона з рейок, що обчислені за різними варіантами технічного стану ходових частин для незадовільного стану колії і швидкостях руху 60, 70, 80 і 90 км/год.

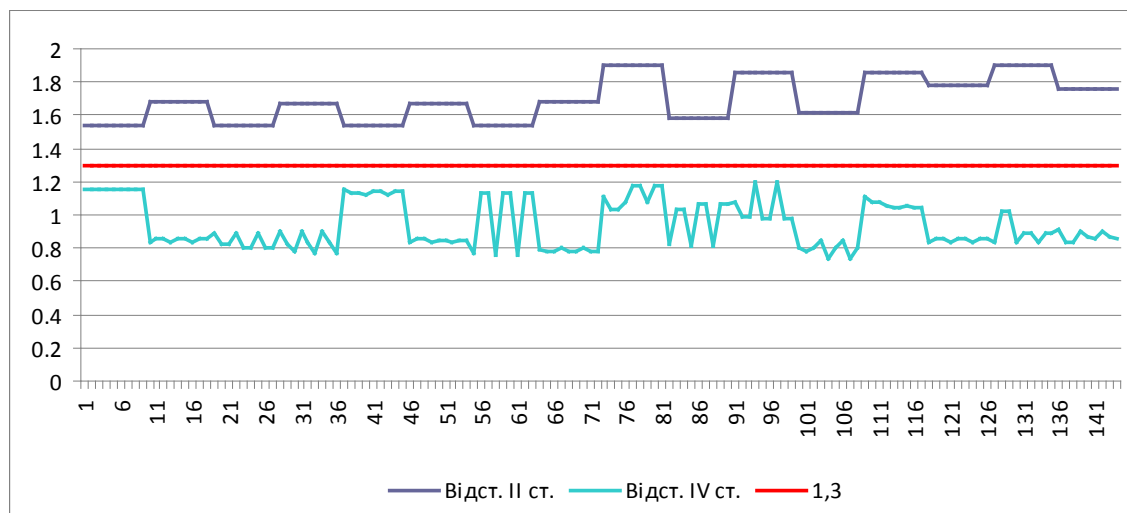


Рис. 3 – Об'єднаний показник запасу стійкості проти сходжень вагона з рейок при задовільному і незадовільному станах колії; $V = 60$ км/год

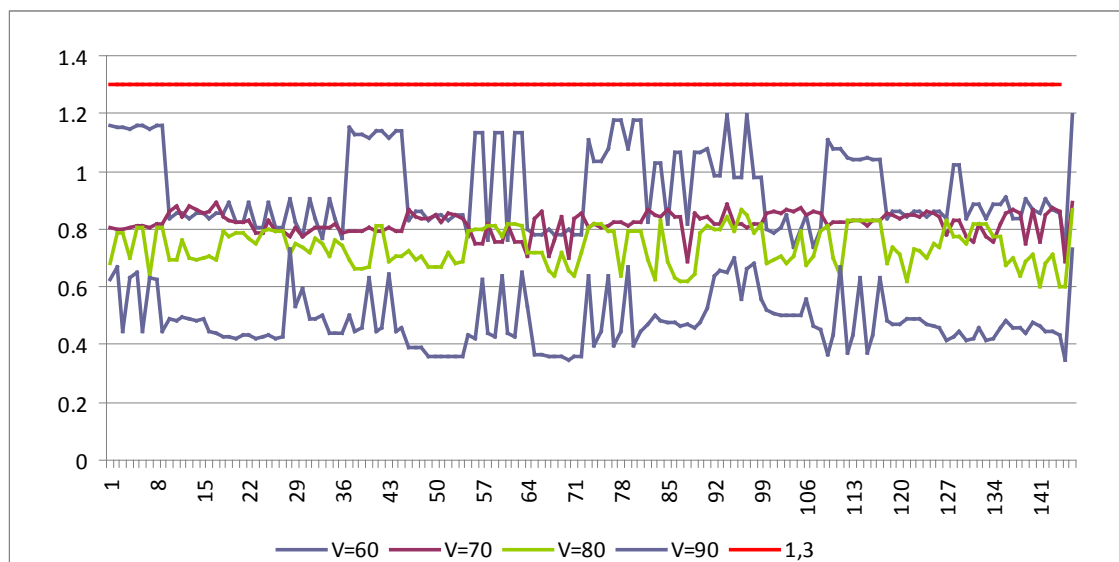


Рис. 4 – Об'єднаний показник запасу стійкості від сходжень напіввагона з рейок при незадовільному стану колії; $V = 60, 70, 80, 90$ км/год

Як видно з результатів, що представлені на рисунку 4, значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень з рейок порожнього

напіввагона (K_{co}) при незадовільному стані колії, по-перше, значно нижчі допустимого рівня, по-друге, при швидкостях 70 і 80

км/год технічний стан напіввагона впливає на значення цих коефіцієнтів не так суттєво, як при швидкостях 60 і 90 км/год.

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

Висновки

З аналізу результатів проведених за допомогою комп'ютерного моделювання досліджень стійкості від сходжень з рейок вантажних вагонів, на прикладі порожнього напіввагона, впливають наступні висновки і рекомендації.

1. Для забезпечення адекватного відображення технічного стану вагона, що зійшов з рейок, у якості вихідних даних в динамічній моделі необхідно виділяти параметри, що характеризують відхилення від нормального технічного стану ходових частин вагона.

2. Для з'ясування впливу окремих чинників, що характеризують стан ділянки колії, де сталася транспортна подія, на умови, що призводять до сходження рухомого складу з рейок, побудована комп'ютерна модель має забезпечувати поглиблене відображення специфічних характеристик цієї ділянки колії, зокрема нерівностей, які обчислюються за даними останнього проходу колієвимірального вагона.

3. За допомогою факторного аналізу об'єднаного коефіцієнта запасу стійкості ва-

гона, що обчислювався як найменший з мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості колісних пар від сходження з рейок встановлено значущість розглянутих чинників. Зокрема, визначено, що найбільш небезпечним з точки зору втрати стійкості порожнього вагона в колії є завищення висоти клинів гасителів коливань.

4. Запропонована процедура відтворення шляхом комп'ютерного моделювання ситуації пов'язаної зі сходженням вантажного вагона з рейок надає можливість виявлення найбільш імовірних причин сходження. Такий підхід дозволяє поглибити пошукові розслідування причин транспортних подій та буде сприяти підвищенню достовірності прогнозованих оцінок динамічних показників безпеки руху поїздів.

Література

1. Domin R. Mechanical Safety of Railway Vehicles / Domin R. – Beau Bassin: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017. – 133 p. - ISBN 978-620-2-19965-0.
2. Галиев И. И. Конкурентоспособность российских железных дорог, ее связь с динамическими свойствами ходовой части грузового вагона и способы их улучшения / И.И. Галиев, В.А. Нехаев, А.А. Николаев // Техника железных дорог. – 2011. – № 3 (15). – С. 46-54.
3. Дьомін Ю.В. Динаміка порожнього вагона і безпека руху поїзда / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк // Залізничний трансп. України. – 2007. – №3. – С. 50–52.
4. Iwnicki S. Dynamics of railway freight vehicles / S. Iwnicki, S. Stichel, A. Orlova, M. Hecht // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility – 2015. – №53(7). – P. 1-39.
5. Chudzikiewicz A. The influence of wheel and rail rolling surfaces wear on railway vehicle dynamics / A. Chudzikiewicz, J. Droździel, B. Sowiński // Proc. of CSME Forum, 2004. The University of Western Ontario, Canada, June 1-4, 2004. – P. 945-954.
6. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology. – 2005. – P. 13-58.
7. Kardas-Cinal E. Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety / E.Kardas-Cinal // Archives of Transport. – 2013. – Vol. 31, Iss. 3. – P. 37-45.

8. Molatefi H. On the investigation of wheel flange climb derailment. Mechanism and methods to control it / H. Molatefi, A. Mazraeh // Journal of Theoretical and Applied Mechanics. – 2016. – Vol. 54, Iss. 2. – P. 541-550.

9. Malcolm C. Design of passive vehicle suspensions for maximal least damping ratio / C. Malcolm // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility – 2016. – №54(5). – P. 568-584.

10. Domin R. Estimation of Stability of Flat Cars with Various Types of Running Gear against Derailment / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak // Problemy kolejnictwa. Warszawa, 2019. – Tom 63, Zeszyt 185. – P. 119-124.

11. Cherniak A. Operational Definition of the Possible Causes of the Derailment of Freight Cars / A. Cherniak // Prace naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport. – 2013. – Z. 96. – P.109-116.

12. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 154 с.

13. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. – М.: Наука, 1971. – 279 с.

14. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України ЦП-0269. – К.: Мін.

інфраструктури України, Укрзалізниця. – 2012. – 456 с.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Дьомін Юрій Васильович,

д. т. н., професор кафедри «Залізничний, автомобільний транспорт та підйомно-транспортні машини» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Просп. Центральний, 59А, м. Сєверодонецьк, Луганської області, 93406, Україна.

Тел.: +38 067 465 92 94.

E-mail: domin1520.1435mm@gmail.com.

Черняк Ганна Юрївна,

к. т. н., старший науковий співробітник, доцент кафедри «Залізничний, автомобільний транспорт та підйомно-транспортні машини» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Просп. Центральний, 59А, м. Сєверодонецьк, Луганської області, 93406, Україна.

Тел.: +38 067 656 05 09.

E-mail: anchernyak1520mm@gmail.com.

«ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ УКРАЇНИ» ДЕ ПЕРЕДПЛАТИТИ ВИДАННЯ?

Оформити передплату на науково-практичний журнал «Залізничний транспорт України» на IV квартал 2020 рока, а також на 2021 рік можливо у кожному поштовому відділенні України за **Каталогом видань України** або на **офіційному сайті ДП «Преса» www.presa.ua**.

Періодичність видання журналу – 4 рази на рік.

Передплатний індекс: для індивідуальних передплатників – 74126, для підприємств і організацій – 40294.

Передплату (річну, на півріччя чи на один кварталний випуск) підприємства та фізичні особи також можуть **оформити на договірних умовах у видавця журналу філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця»**, за адресою:

03038, м. Київ, вул. Івана Федорова, 39.

Електронна пошта: ztu1520mm@gmail.com.

Тел.: +38 (044) 465-38-11; +38 (044) 309-68-93.

УДК 629.463.65:004.942

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-43-50

Магістр Мямлін С. С.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЧЕТЫРЕХОСНОГО ПОЛУВАГОНА НА ТЕЛЕЖКАХ С УПРУГОЙ СВЯЗЬЮ КОЛЕСНЫХ ПАР И БОКОВЫХ РАМ

Ключевые слова: динамика движения вагона, пространственные колебания, математическая модель.

Вступление

Одним из ответственных этапов создания новых конструкций железнодорожных экипажей являются теоретические исследования по оценке их динамических и прочностных качеств. С этой целью, как правило, применяются инженерные расчеты и математические модели, которые описывают основные физические процессы, происходящие в конструкции создаваемых рельсовых экипажей. Для оценки динамических характеристик современных конструкций четырехосных рельсовых экипажей необходимо учитывать свойства межэлементных связей, которые во многом определяют динамическую нагруженность отдельных узлов и экипажа в целом. Поэтому разработка математической модели пространственных колебаний четырехосного рельсового экипажа с учетом особенностей связей между его элементами является актуальной научно-прикладной задачей для железнодорожного транспорта.

Вопросам моделирования динамики рельсовых экипажей свои исследования посвящали многие отечественные и иностранные исследователи и инженеры, к которым можно отнести следующих ученых, а именно: академик Лазарян В. А., профессора Блохин Е. П., Данович В. Д., Манашкин Л. А., Коротенко Л. М., Богомаз Г. И., Ушкалов В. Ф., Редько С. Ф., Дёмин Ю. В., Мямлин С. В., Голубенко А. Л., Осенин Ю. И., Ткаченко В. П.,

Горбунов Н. И., Мартынов И. Э., Челноков Н. Н., Бороненко Ю. П., Третьяков А. В., Орлова А. М., Вершинский С. В., Грачёва Л. О., Анисимов П. С., Кобищанов В. В., и другие выдающиеся ученые [1-18]. Все они представляют различные научные школы, которые рассматривали и продолжают рассматривать рельсовые экипажи в виде математических моделей пространственных колебаний, с последующим моделированием на вычислительной технике. К базовым теоретическим работам по динамике рельсовых экипажей следует отнести работы Жуковского Н. Е., Винокурова М. В. [19]

Автором ранее также рассматривались вопросы моделирования динамики рельсовых экипажей в части программного обеспечения 3D моделирования [20], а также в части описания особенностей конструкций железнодорожных экипажей [21], что является основой для формирования непосредственно математических моделей и описания межэлементных связей, в том числе и вагонов узкой колеи.

Далее рассмотрен более подробно алгоритм формирования математической модели для 4-х осного рельсового экипажа. В качестве примера принят наиболее распространенный тип грузового вагона - 4-х осный полувагон.

Основная часть. При описании движения грузового вагона (полувагона) по участкам пути произвольного очертания выбрана неподвижная система координат $\tilde{O}\xi\eta\zeta$, а для каждого твердого тела – по две подвижные системы координат: естественная $Oxyz$ и связанная с твердым телом $Cx'y'z'$ (Cx' , Cy' , Cz' – главные центральные оси инерции). Все системы координат приняты правыми, причем считаем, что оси $\tilde{O}\xi$, Ox , Cx' направлены слева направо, а оси $\tilde{O}\zeta$, Oz , Cz' – вниз (рис. 1).

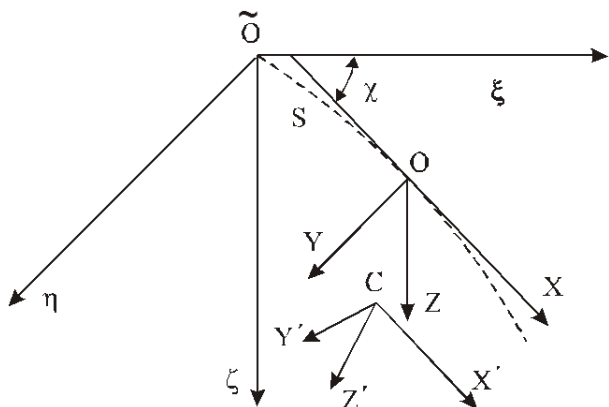


Рис. 1 – Система отсчёта математической модели движения грузового вагона

Оси естественной системы координат направлены соответственно по касательной, нормали и бинормали к оси пути. Начало координат O для каждого твёрдого тела находится на расстоянии s от его положения в начальный момент времени (здесь s – пройденный путь). Положение естественной системы координат относительно неподвижной характеризуется дуговой координатой вдоль оси пути s , углом χ между осями Ox и $\tilde{O}\xi$ в плане, а также углами φ_h и θ_h между этими осями в вертикальных плоскостях, которые определяются возвышением наружного рельса h_r . Параметры рельса χ , h_r – заданные функции координаты s , для круговой кривой $\dot{\chi}$ и h – постоянные, для прямой – равняются нулю.

Положение твёрдого тела относительно естественной системы координат описывается величинами $x, y, z, \psi, \varphi, \theta$. Поступательные перемещения x, y, z описывают соответственно подёргивание, боковой относ. и подпрыгивание твёрдого тела. Углы поворота ψ, φ, θ описывают соответственно вливание, галопирование и боковую качку твёрдого тела.

При выборе расчетной схемы грузового полувагона на тележках с двухступенчатым подвешиванием приняты следующие допущения:

- экипаж представляет собой механическую систему, состоящую из одиннадцати твёрдых тел (рис. 2) (кузова, двух надрессорных балок, четырех боковых рам и четырех колесных пар);
- при взаимных угловых перемещениях кузова и надрессорных балок в горизонтальной плоскости (в упругих скользунах) возникает момент сил сухого трения;
- связь надрессорной балки с боковыми рамами упруго-диссипативная с сухим трением, то есть комплекты пружин центрального подвешивания допускают смещение вдоль осей x, y, z ;
- связь между боковой рамой и колесной парой упруго-вязкая, то есть буксовое подвешивание (наличие адаптеров с упругими элементами) допускает взаимные перемещения этих тел во всех направлениях;
- профиль поверхности катания колес – нелинейный.

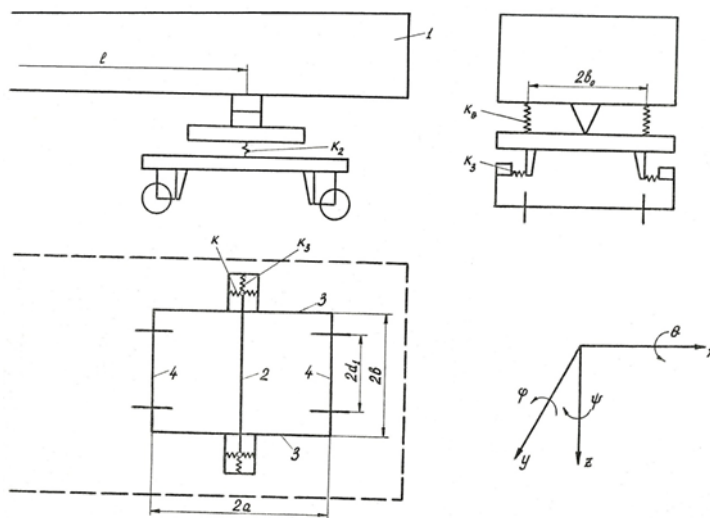


Рис. 2 – Расчётная схема динамического моделирования грузового вагона

Для динамического моделирования путь принимается инерционным упруго-вязким. Он моделируется приведенной к каждому колесу массой (восемь приведенных масс), имеющей только вертикальное и поперечное горизонтальное перемещения и опирающейся в этих направлениях на пружины и демпферы вязкого трения, моделирующие упруго-диссипативные свойства рельсов и подрельсового основания. Продольные и угловые перемещения пути такой моделью не учитываются.

Конфигурация рассматриваемой механической системы описывается $11 \times 6 + 8 \times 2 = 82$ координатами.

При обозначении координат твёрдых тел системы введены следующие индексы:

f – кузов;

bk ($k=1,2$) – надрессорная балка;

sl ($l=1,2,3,4$) – боковина;

i – колёсная пара ($i=1,2,3,4$ – номер колёсной пары по ходу движения экипажа);

ij – колесо ($j=1$ – левая сторона вагона, $j=2$ – правая);

rij – рельсы в точках контакта.

Для определения числа степеней свободы рассматриваемой механической системы приняты во внимание ограничения, наложенные на перемещения тел в силу общепринятых допущений и конструктивных особенностей ходовых частей вагонов.

Вертикальные перемещения и боковая качка колесных пар выражаются через вертикальные перемещения колес:

$$z_i = \frac{z_{i1} + z_{i2}}{2}, \quad \theta_i = \frac{z_{i2} - z_{i1}}{2d_1}, \quad (i = \overline{1, 4}), \quad (1)$$

где $2d_1$ – расстояние между средними кругами катания колёсной пары.

Боковой качкой боковых рам тележек можно пренебречь, тогда:

$$\theta_{sl} = 0, \quad (l = \overline{1, 4}). \quad (2)$$

Предполагается, что радиусы r кругов катания всех колёс равны между собой. Тогда, при совпадении продольных плоскостей симметрии пути и тележки, при перемещении вагона вдоль оси пути все колеса повернутся на один и тот же угол

$$\varphi_i = -\frac{x_i + s}{r}, \quad (i = \overline{1, 4}), \quad (3)$$

где: s – текущее значение пройденного пути.

Надрессорные балки во всех направлениях, кроме виляния, движутся совместно с кузовом полувагона, поэтому

$$\begin{aligned} x_{bk} &= x_f, \\ y_{bk} &= y_f - (-1)^k l \psi_f - h \theta_f, \\ z_{bk} &= z_f + (-1)^k l \varphi_f, \\ \varphi_{bk} &= \varphi_f, \quad (k = 1, 2), \end{aligned} \quad (4)$$

где: $2l$ – база вагона;

h – высота центра масс кузова над плоскостью опирания на пружины рессорного подвешивания.

Учитывая связи (1) – (4), получаем, что число степеней свободы рассматриваемой системы равно $6 \times 11 + 2 \times 8 - 24 = 58$.

Обобщённые координаты, описывающие конфигурацию рассматриваемой механической системы, выбираются следующим образом:

$$\begin{aligned} q_1 &= y_f; \quad q_2 = y_{s1}; \quad q_3 = y_{s2}; \quad q_4 = y_{s3}; \quad q_5 = y_{s4}; \quad q_6 = y_1; \quad q_7 = y_2; \\ q_8 &= y_3; \quad q_9 = y_4; \quad q_{10} = \psi_f; \quad q_{11} = \psi_{b1}; \quad q_{12} = \psi_{b2}; \quad q_{13} = \psi_{s1}; \quad q_{14} = \psi_{s2}; \\ q_{15} &= \psi_{s3}; \quad q_{16} = \psi_{s4}; \quad q_{17} = \psi_1; \quad q_{18} = \psi_2; \quad q_{19} = \psi_3; \quad q_{20} = \psi_4; \quad q_{21} = \theta_f; \\ q_{22} &= \theta_{b1}; \quad q_{23} = \theta_{b2}; \quad q_{24} = z_f; \quad q_{25} = z_{s1}; \quad q_{26} = z_{s2}; \quad q_{27} = z_{s3}; \quad q_{28} = z_{s4}; \\ q_{29} &= \varphi_f; \quad q_{30} = \varphi_{s1}; \quad q_{31} = \varphi_{s2}; \quad q_{32} = \varphi_{s3}; \quad q_{33} = \varphi_{s4}; \quad q_{34} = x_f; \quad q_{35} = x_{s1}; \\ q_{36} &= x_{s2}; \quad q_{37} = x_{s3}; \quad q_{38} = x_{s4}; \quad q_{39} = x_1; \quad q_{40} = x_2; \quad q_{41} = x_3; \quad q_{42} = x_4; \\ q_{43} &= y_{r11}; \quad q_{44} = y_{r12}; \quad q_{45} = y_{r21}; \quad q_{46} = y_{r22}; \quad q_{47} = y_{r31}; \quad q_{48} = y_{r32}; \quad q_{49} = y_{r41}; \\ q_{50} &= y_{r42}; \quad q_{51} = z_{r11}; \quad q_{52} = z_{r12}; \quad q_{53} = z_{r21}; \quad q_{54} = z_{r22}; \quad q_{55} = z_{r31}; \quad q_{56} = z_{r32}; \\ q_{57} &= z_{r41}; \quad q_{58} = z_{r42}. \end{aligned} \quad (5)$$

Дифференциальные уравнения движения полувагона по пути произвольного очертания получены в форме уравнений Лагранжа второго рода [1, 5-7, 10, 15]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (i=1, \dots, 58), \quad (6)$$

где: q_i, \dot{q}_i – обобщённые координаты и их скорости;

T – кинетическая энергия;

Π – потенциальная энергия;

Φ – функция рассеяния;

Q_i – обобщённые силы, не имеющие потенциала.

Кинетическая энергия T системы получена сложением кинетических энергий тел, входящих в систему:

$$T = \sum_{i=1}^{11} T_i + T_{\Pi}, \quad (7)$$

где: T_i – кинетическая энергия i -го твёрдого тела;

T_{Π} – кинетическая энергия пути.

Кинетическая энергия системы определяется как сумма кинетических энергий тел, входящих в систему. Для каждого из тел кинетическая энергия определяется по теореме Кёнига. В общем случае кинетическая энергия для j -ого твёрдого тела записывается в следующем виде:

$$T_j = \frac{1}{2} m_j [\dot{x}_j^2 + \dot{y}_j^2 + \dot{z}_j^2 + (\dot{\psi}_j^2 + \dot{\chi}_j^2 + \dot{\phi}_j^2)] + \frac{1}{2} I_{xj} (\dot{\theta}_j + \dot{\theta}_{hj})^2 + \frac{1}{2} I_{yj} (\dot{\psi}_j + \dot{\chi}_j)^2 + \frac{1}{2} I_{zj} (\dot{\phi}_j + \dot{\phi}_{hj})^2, \quad (8)$$

где: m_j – масса j -ого твёрдого тела;

I_j – обозначают, с соответствующими индексами, главные центральные моменты инерции j -ого тела;

$\dot{\chi}_j = v K_j$;

K_j – кривизна пути под j -м телом;

v – скорость движения вагона;

h_{hj} – возвышение пути под центром масс j -ого тела, вызванное возвышением в кривой наружного рельса на величину $h_r = 2d_1 \theta_h$.

Потенциальная энергия системы Π определяется как сумма энергии упругих деформаций Π_1 и изменений энергии Π_2 вследствие подъёма или опускания центров масс тел, входящих в систему:

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 \quad (9)$$

Потенциальная энергия Π_1 деформаций упругих элементов определяется по теореме Клапейрона следующим образом:

$$\begin{aligned} \Pi_1 = & \frac{1}{2} \sum_{k=1}^2 \sum_{l=2k-1}^{2k} (k_{cz} \Delta_{czkl}^2 + k_{cy} \Delta_{cykl}^2 + k_{cx} \Delta_{cxkl}^2) + \\ & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 (k_{ax} \Delta_{axij}^2 + k_{ay} \Delta_{ayij}^2 + k_{az} \Delta_{azij}^2) + \frac{1}{2} k_z \sum_{n=1}^4 \Delta_{zn}^2 + \\ & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 (k_{rz} \Delta_{rzij}^2 + k_{ry} \Delta_{ryij}^2), \end{aligned} \quad (10)$$

где: k_{cz}, k_{cy}, k_{cx} – соответственно, вертикальная, горизонтальная поперечная и продольная жёсткости упругого элемента, установленного между надрессорной балкой и боковиной;

$\Delta_{czkl}, \Delta_{cykl}, \Delta_{cxkl}$ – соответственно, вертикальный, горизонтальный поперечный и продольный прогибы упругого элемента, установленного между k -ой надрессорной балкой и l -ой боковиной;

k_{ax}, k_{ay}, k_{az} – жёсткости упругих элементов, имитирующих связь боковины и колёсной пары в продольном, поперечном и вертикальном направлениях, соответственно;

$\Delta_{axij}, \Delta_{ayij}, \Delta_{azij}$ – относительные перемещения j -ой боковины и i -ой колёсной пары в продольном, поперечном и вертикальном направлениях, соответственно;

k_z – жёсткость скользяна;

Δ_{zln} – взаимное вертикальное перемещение кузова и l -ой надрессорной балки в зоне n -ого скользяна;

k_{rz}, k_{ry} – соответственно, вертикальная и поперечная жёсткости пути;

$\Delta_{rzij}, \Delta_{ryij}$ – соответственно вертикальный и горизонтальный поперечный прогибы пути под j -ым колесом i -ой колёсной пары.

Взаимные перемещения тел, вызывающих деформации упругих элементов, определяются следующим образом:

– вертикальные прогибы пружин центрального подвешивания

$$\begin{aligned}\Delta_{zc11} &= z_{b1} - z_{s1} - b(\theta_{b1} + \theta_{hb1}), \\ \Delta_{zc12} &= z_{b1} - z_{s2} + b(\theta_{b1} + \theta_{hb1}), \\ \Delta_{zc21} &= z_{b2} - z_{s3} - b(\theta_{b2} + \theta_{hb2}), \\ \Delta_{zc22} &= z_{b2} - z_{s4} + b(\theta_{b2} + \theta_{hb2}),\end{aligned}\quad (11)$$

где: $2b$ – расстояние между упругими элементами центрального подвешивания в поперечном направлении;

– горизонтальные поперечные прогибы пружин центрального подвешивания

$$\begin{aligned}\Delta_{yc1j} &= y_f + l\psi_f - h\theta_f - y_{sl} - u_1, \quad (j=1, 2; l=1, 2), \\ \Delta_{yc2j} &= y_f - l\psi_f - h\theta_f - y_{sl} - u_2, \quad (j=1, 2; l=3, 4),\end{aligned}\quad (12)$$

где: u_i – стрела дуги криволинейного (в плане) пути под центром масс кузова в пределах расстояния $2l$;

– горизонтальные продольные прогибы пружин центрального подвешивания

$$\begin{aligned}\Delta_{cx11} &= x_{b1} + b\psi_{b1} - x_{s1}, \\ \Delta_{cx12} &= x_{b1} - b\psi_{b1} - x_{s2}, \\ \Delta_{cx21} &= x_{b2} + b\psi_{b2} - x_{s3}, \\ \Delta_{cx22} &= x_{b2} - b\psi_{b2} - x_{s4};\end{aligned}\quad (13)$$

– продольные прогибы пружин буксового подвешивания

$$\begin{aligned}\Delta_{ax11} &= x_{s1} - x_1 - b\psi_1 + aK_{s1}, & \Delta_{ax31} &= x_{s3} - x_3 - b\psi_3 + aK_{s3}, \\ \Delta_{ax12} &= x_{s2} - x_1 + b\psi_1 + aK_{s2}, & \Delta_{ax32} &= x_{s4} - x_3 + b\psi_3 + aK_{s4}, \\ \Delta_{ax21} &= x_{s1} - x_2 - b\psi_2 - aK_{s1}, & \Delta_{ax41} &= x_{s3} - x_4 - b\psi_4 - aK_{s3}, \\ \Delta_{ax22} &= x_{s2} - x_2 + b\psi_2 - aK_{s2}, & \Delta_{ax42} &= x_{s4} - x_4 + b\psi_4 - aK_{s4};\end{aligned}\quad (16)$$

– взаимные вертикальные перемещения кузова и наддрессорной балки в зоне скользунков

$$\begin{aligned}\Delta_{z1j} &= z_f - z_{b1} + (-1)^j b_s(\theta_f - \theta_{b1} + \theta_{hf} - \theta_{hb1}), \\ \Delta_{z2j} &= z_f - z_{b2} + (-1)^j b_s(\theta_f - \theta_{b2} + \theta_{hf} - \theta_{hb2}), \quad (j=1, 2),\end{aligned}\quad (17)$$

где: $2b_s$ – расстояние между скользящими; – прогибы пути

$$\Delta_{zrij} = z_{rij}, \quad \Delta_{yrij} = y_{rij}, \quad (i=\overline{1, 4}; j=1, 2). \quad (18)$$

Изменение потенциальной энергии Π_2 для j -ого твёрдого тела определяется следующим образом:

– вертикальные прогибы пружин буксового подвешивания

$$\begin{aligned}\Delta_{azij} &= z_{s1} + (-1)^i a\varphi_{s1} - z_i - (-1)^j b^*(\theta_i + \theta_{hi}), \quad (i=1, 2; j=1, 2), \\ \Delta_{azij} &= z_{s2} + (-1)^i a\varphi_{s2} - z_i - (-1)^j b^*(\theta_i + \theta_{hi}), \quad (i=3, 4; j=1, 2),\end{aligned}\quad (14)$$

где: $2b^*$ – расстояние между упругими элементами буксового подвешивания в поперечном направлении;

$2a$ – база тележки;

– горизонтальные поперечные прогибы пружин буксового подвешивания

$$\begin{aligned}\Delta_{ayij} &= y_{s1} - (-1)^i a\psi_{s1} - y_i - u_1, \quad (i=1, 2; j=1, 2), \\ \Delta_{ayij} &= y_{s2} - (-1)^i a\psi_{s2} - y_i - u_2, \quad (i=3, 4; j=1, 2),\end{aligned}\quad (15)$$

где: u_1, u_2 – стрелы дуг криволинейного (в плане) пути в пределах баз первой и второй тележек соответственно;

$$\Pi_{2j} = -m_j g(\theta_{hj} y_j + z_j), \quad (19)$$

где: g – ускорение свободного падения.

Построенная расчётная схема учитывает действие сил вязкого трения при работе упругих элементов в буксовых узлах, а также при вертикальных и горизонтальных прогибах пути. Кроме того, учитывается действие сил сухого трения в центральном подвешивании и при взаимных поворотах кузова и наддрессорных балок в плане.

Диссипативная функция для рассматриваемой системы имеет вид

$$\Phi = \frac{1}{2} \left[\sum_{l=1}^4 \sum_{i=1}^4 \beta_{ay} \dot{\Delta}_{ayli}^2 + \beta_{az} \dot{\Delta}_{azli}^2 \right] + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 (\beta_{rz} \dot{\Delta}_{rzij}^2 + \beta_{ry} \dot{\Delta}_{ryij}^2) + \sum_{k=1}^2 \sum_{l=2k-1}^{2k} (F_{cz} |\dot{\Delta}_{czkl}| + F_{cy} |\dot{\Delta}_{cykl}|) + W \sum_{k=1}^2 |\dot{\Delta}_{\psi k}|, \quad (20)$$

где: β_{ay}, β_{az} – коэффициенты рассеяния энергии в упругих элементах буксового подвешивания в горизонтальном поперечном и вертикальном направлениях, соответственно;

β_{rz}, β_{ry} – коэффициенты рассеяния энергии в пути в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях, соответственно;

F_{cz}, F_{cy} – амплитудные значения сил сухого трения, действующих в рессорном подвешивании, соответственно, в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях в связи надрессорной балки и боковины;

W – момент сил сухого трения, действующих в горизонтальной плоскости при взаимных поворотах кузова и надрессорной балки с учётом работы скользящих;

$\dot{\Delta}_{\psi k}$ – скорость перемещения кузова относительно надрессорной балки в плане:

$$\Delta_{\psi 1} = \dot{\psi}_f - \dot{\psi}_{bk} - v(K_f - K_{bk}) \quad (k = 1, 2).$$

Относительные скорости $\dot{\Delta}$ перемещений тел, связанных диссипативными элементами, определяются как производные по времени от относительных перемещений соответствующих тел.

Силы в упруго-диссипативных элементах определяются по формуле

$$S_n = \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta_n} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\Delta}_n}. \quad (21)$$

После подстановки значений (9) и (20) в формулу (21) получим следующие выражения для сил, действующих в элементах центрального ($S_{cxkj}, S_{czkj}, S_{cykj}$) и буксового

($S_{axij}, S_{azij}, S_{ayij}$) подвешиваний, в упругих скользящих (S_{zi}), в элементах, моделирующих упруго-вязкие свойства пути, (S_{rzij}, S_{ryij}):

– в вертикальном направлении

$$\begin{aligned} S_{czkj} &= k_{cz} \Delta_{czkj} + F_{cz} \text{sign } \dot{\Delta}_{czkj}, \\ S_{azij} &= k_{az} \Delta_{azij} + \beta_{az} \dot{\Delta}_{azij}, \\ S_{zi} &= k_z \Delta_{zi}, \\ S_{rzij} &= k_{rz} \Delta_{rzij} + \beta_{rz} \dot{\Delta}_{rzij}; \end{aligned} \quad (22)$$

– в горизонтальном поперечном направлении

$$\begin{aligned} S_{cykj} &= k_{cy} \Delta_{cykj} + F_{cy} \text{sign } \dot{\Delta}_{cykj}, \\ S_{ayij} &= k_{ay} \Delta_{ayij} + \beta_{ay} \dot{\Delta}_{ayij}, \\ S_{ryi} &= k_{ry} \Delta_{ryi} + \beta_{ry} \dot{\Delta}_{ryi}; \end{aligned} \quad (23)$$

– в горизонтальном продольном направлении

$$\begin{aligned} S_{cxkj} &= k_{cx} \Delta_{cxkj}, \quad S_{axij} = k_{ax} \Delta_{axij}, \\ (k &= 1, 2; i = \overline{1, 4}; j = 1, 2). \end{aligned} \quad (24)$$

При взаимных угловых перемещениях кузова и надрессорной балки в горизонтальной плоскости возникает момент сил сухого трения

$$M_{\psi k} = W \text{sign } \dot{\Delta}_{\psi k}, \quad (k = 1, 2). \quad (25)$$

Обобщённые силы Q_i являются силами взаимодействия колес и рельсов. Зависимости составляющих сил взаимодействия колёс и рельсов от их относительных перемещений в зоне контакта аппроксимированы следующим образом:

$$X_{ij} = -\frac{F_{ij}\varepsilon_{xij}}{\sqrt[4]{(F_{ij}^*\varepsilon_{ij})^4 + 1}}; \quad Y_{ij} = -\frac{F_{ij}\varepsilon_{yij}}{\sqrt[4]{(F_{ij}^*\varepsilon_{ij})^4 + 1}}, \quad (26)$$

где: X_{ij}, Y_{ij} – соответственно, продольная и поперечная составляющие сил взаимодействия j -ого колеса i -той колёсной пары и рельса;

F_{ij} – коэффициент крипа, который зависит от величины нормального давления (P_{nij}) j -го колеса i -той колёсной пары на рельс;

$\varepsilon_{xij}, \varepsilon_{yij}$ – безразмерные характеристики проскальзывания в продольном и поперечном направлениях, соответственно;

$\varepsilon_{ij} = \sqrt{\varepsilon_{xij}^2 + \varepsilon_{yij}^2} \sec^2 \alpha_{ij}$ – полное проскальзывание j -ого колеса i -той колёсной пары;

α_{ij} – угол между касательной к профилю поверхности колеса в точке контакта и поперечной осью y ;

$$F_{ij}^* = F_{ij} / (\mu P_{nij});$$

μ – коэффициент трения скольжения.

Относительные проскальзывания колеса определяются в соответствии с известными методиками [5, 6, 12, 13, 15, 18]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xij} &= (\dot{x}_i + (-1)^{j+1} d_1 \dot{\psi}_i) V^{-1} - \Delta r_{ij} r^{-1} + (-1)^{j+1} d_1 K_i, \\ \varepsilon_{yij} &= (\dot{y}_i - \dot{r}_{ij} - r_{ij} \dot{\theta}_i) V^{-1} - \psi_i + (-1)^{j+1} a K_i \quad (i = \overline{1, 4}; j = \overline{1, 2}), \end{aligned} \quad (27)$$

где: Δr_{ij} – приращение радиуса круга катания j -ого колеса i -той колёсной пары;

r_{ij} – текущий радиус колеса, соответствующий положению точки контакта, который равен $r_{ij} = r + \Delta r_{ij}$;

K_i – кривизна пути под i -той колёсной парой.

Обобщённые силы Q_i вычисляются как коэффициенты при вариациях обобщённых координат в выражениях возможных работ сил псевдоскольжения X_{ij}, Y_{ij} .

После подстановки в уравнение Лагранжа (6) полученных выражений кинетической и потенциальной энергий, функции рассеяния и обобщённых сил получена система обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений 116-го порядка.

Эта система нелинейных дифференциальных уравнений представляет собой матема-

тическую модель, описывающую вынужденные колебания железнодорожного грузового полувагона на тележках с упругой связью колёсных пар и боковых рам.

Основные принципы формирования модели позволяют её успешно использовать для вагонов различной ширины колеи как стандартной, так и европейской и узкой колеи. Особенности конструкции вагонов узкой колеи и их моделирование пространственных колебаний рассматривались автором также в ранее выполненных работах [20, 21].

Вывод

Предложенное описание математической модели пространственных колебаний четырехосного полувагона на тележках с упругой связью колёсных пар и боковых рам тележек позволяет выполнять моделирование колебаний четырехосного рельсового экипажа, на примере полувагона, движущегося по упруго-вязкому инерционному основанию, с возможностью реализации вертикальных и горизонтальных неровностей рельсовых нитей железнодорожной колеи, как для узкоколейных железных дорог 750, 1000, 1060 мм, так и для железных дорог колеи 1435 и 1520 мм, при этом обеспечивается максимальное приближение созданной математической модели к реальной физической конструкции вагона.

Литература

1. Лазарян В. А. Динамика вагонов / В. А. Лазарян. – Москва: Транспорт, 1964. – 256 с.
2. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – Киев: Наукова думка, 1972. – 193 с.
3. Ушкалов В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – Киев : Наукова думка, 1982. – 359 с.
4. Лазарян В. А. Устойчивость движения железнодорожных экипажей с двойным рессорным подвешиванием / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, В. Д. Данович // Науч.тр. ДИИТ. – Днепропетровск: ДИИТ. – 1966. – Вып.59. – С.45-51.
5. Данович В. Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном пути: Дис. докт. техн. наук: 05.22.07 / Виктор Данилович Данович. – Днепропетровск, 1981. – 465 с.
6. Блохин Е. П. Математическая модель пространственных колебаний четырехосного

рельсового экипажа / Е. П. Блохин, В. Д. Данович, Н. И. Морозов; Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Днепропетровск, 1986. – 39 с. – Рус. – Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 29.09.86, №7252 ж.д.

7. Коротенко М. Л. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний четырехосного вагона с учетом конечной жесткости кузова и инерционных свойств основания / М. Л. Коротенко, В. Д. Данович // Проблемы механики наземного транспорта: Межвуз. сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДИИТ. – 1973. – Вып. 199/25. – С. 3–13.

8. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств [Текст] / А. И. Залесский [и др.]; под ред. В. Ф. Ушкалова. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с. – (АН УССР, Ин-т техн. механики).

9. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – Москва: Транспорт, 1986. – 560 с.

10. Гарг В. К., Дукипати Р. В. Динамика подвижного состава: Пер. англ. Под ред. Н.А. Панькина. – Москва: Транспорт, 1988, 391 с.

11. Бороненко Ю. П. Разработка новых методов измерения вертикальных сил, действующих на боковую раму тележки от колесной пары при движении вагона / Ю. П. Бороненко, Р. В. Рахимов, А. В. Белянкин // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2020. №1. – Вып. 17. – С.7-22.

12. Carter F. W. On the Stability of Running of Locomotives // Proc. Royal Soc. – Vol. 121, ser. A. – 1928. – P. 585–611.

13. Приходько В. И. Моделирование динамического взаимодействия кузова пассажирского вагона и тележек / В. И. Приходько, С. В. Мямлин // Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2008. – Вып. 20. – С. 7-12.

14. Дегтярева Л. Н. Математическое описание силового взаимодействия колёс и рельсов / Л. Н. Дегтярева, Ю. И. Осенин, С. В. Мямлин // Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2009. – Вып. 28. – С. 21-24.

15. Объектно-ориентированная математическая модель пространственных колебаний рельсовых экипажей / С. В. Мямлин, А. Н. Пшинько, Е. А. Письменный, В. И. Приходько // Вестник Днепропетровского националь-

ного университета железнодорожного транспорта. – 2005. – Вып. 7. – С. 87-90.

16. Манашкин Л. А. Оценка силы ударного взаимодействия колеса и рельса на стыке двух рельсов / Л. А. Манашкин, С. В. Мямлин, В. И. Приходько // Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2008. – Вып. 22. – С. 36-39.

17. Мямлин С. В. Теоретические основы определения рациональных параметров сложных механических систем / С. В. Мямлин, В. И. Приходько // Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2007. – Вып. 16. – С. 85-89.

18. Manashkin L. A. To the question of modeling of wheels and rails wear processes / L. A. Manashkin, S. V. Myamlin // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2013. – №3 (45). – С. 119-124.

19. Винокуров М. В. Исследование колебаний и устойчивости вагонов / М. В. Винокуров // Сб. науч. Тр. ДИИТа, в. XII, Днепропетровск, 1940. – 292 с.

20. Myamlin S. Characteristics of 3-D modeling of railway vehicle dynamics / Sergey Myamlin // Transbaltica 2009 Proceedings of the 6th international scientific conference 22.04 – 23.04.2009 / Vilnius Gediminas Technical University, Lithuania

21. Кебал И. Ю. Перспективные разработки узкоколейного подвижного состава / И. Ю. Кебал, С. С. Мямлин // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доп. 76 Міжнар. наук.-практ. конф. – Дніпропетровськ: ДІПТ. – 2016. – С. 50-51.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

Мямлин Сергей Сергеевич,

соискатель, научный сотрудник Проектно-конструкторского технологического бюро Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна.

Ул. Лазаряна, 2, г. Днепр, 49010, Украина.

Тел.: +38 096 135 68 84.

E-mail: sergeymyamlin91@gmail.com.

ORCID: 0000-0002-9204-4435.

УДК 629.422.1

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-51-63

Інженер Рубан М. Ю.

ПЕРЕДУМОВИ СТВОРЕННЯ ШВИДКІСНИХ ОБТІЧНИХ ПАРОВОЗІВ НА ЛУГАНСЬКОМУ ПАРОВОЗОБУДІВНОМУ ЗАВОДІ

Ключові слова: *Луганський (Ворошиловградський) паровозобудівний завод, індустріалізація, промисловість, залізничний транспорт, обтічність, паровози серії ИС, паровози типу 2-3-2.*

Вступ

У середині 1920-х рр. радянським партійним керівництвом було прийнято рішення щодо реконструкції Луганського паровозобудівного заводу, з метою розвитку його виробничих потужностей до рівня найбільших американських паровозобудівних заводів ALCO, Baldwin та Lima. У квітні 1926 р. після затвердження програми реконструкції підприємства розпочалося проектування нових виробничих площ, розрахованих на можливість виробництва надпотужних паровозів типу 1-5-2 (Texas) з осьовим навантаженням на рейки 23 – 27 т. Реконструкція заводу тривала протягом 1928 – 1933 р. Для встановлення новітнього імпортного обладнання були залучені іноземні фахівці (понад 80 осіб на 1932 р.) [1, с. 227]. І вже 27 листопада 1933 р. підприємство було офіційно введено в експлуатацію. Суттєвому підсиленню науково-виробничої бази Луганського заводу сприяло утворення потужного конструкторського відділу в складі провідних спеціалістів радянського паровозобудування. Зрештою, наприкінці 1930-х рр. за своєю виробничою потужністю (1080 паровозів на рік) Луганський паровозобудівний завод, який упродовж 1935 – 1957 рр. у зв'язку з перейменуванням міста Луганськ на Ворошиловград називався Ворошиловградським, зайняв перше місце в Європі та друге місце у світі [2].

У середині 1930-х рр. на тлі загальносвітової тенденції локомотивобудування конс-

трукторським відділом Ворошиловградського заводу було розроблено низку перспективних проектів швидкісних обтічних паровозів. На жаль, протягом тривалого часу передумови становлення та обставини розвитку швидкісного магістрального паровозобудування не знайшли свого комплексного висвітлення у вітчизняній історіографії, виняток становить лише брошура О. Бернштейна [3], а також окремі глави монографій В. Ракова [4] та І. Струженцова [5]. Дослідження історії виробничої діяльності підприємств залізничного машинобудування України набуває своєї актуальності на тлі загального реформування вітчизняної промисловості, потреби комплексного оновлення парку швидкісного тягового рухомого складу при реєстрації вітчизняними компаніями провідних світових технологій локомотивобудування із врахуванням історичного досвіду вирішення вказаного питання.

Постановка задачі

Отже, предметом запропонованого дослідження виступає виробнича діяльність реконструйованого Ворошиловградського паровозобудівного заводу в міжвоєнний період 1933 – 1941 рр.

Мета статті полягає в тому, щоб на підставі комплексного аналізу історичних джерел, періодичних видань та наукової літератури відтворити цілісну картину розробки та будівництва перспективних проектів швидкісних обтічних паровозів на Ворошиловградському паровозобудівному заводі в 1935 – 1938 рр., що передбачає вирішення наступних дослідницьких завдань: по-перше, розглянути тогочасний стан впровадження швидкісного сполучення з використанням обтічного рухомого складу на залізницях світу; по-друге, простежити історію будівництва обтічних швидкісних пасажирських паровозів Ворошиловградського заводу ИС 20-16 та 2-3-2В; по-третє, дослідити перспективні проекти швидкісних локомотивів Луганського заводу та проаналізувати причини їх згортання. Хронологічні межі дослідження охоплюють період від утворення конструкторського відділу Луганського паровозобудівного заводу та розробки першого обтічного паровоза ИС 20-16 наприкінці 1935 р. до фактичного згортання робіт з розробки перспективних проектів швидкісного високоекономічного тягово-

го рухомого складу на паровій тязі восени 1938 р.

Виклад основного матеріалу

Як відомо, проблемі обтічності людство завжди приділяло велику увагу: в судноплаванні, авіації, артилерії та інших сферах своєї діяльності. Забезпечивши різке зростання швидкості літальних засобів, обтічність знайшла широке поширення в автомобільному транспорті, а згодом і в залізничному машинобудуванні при створенні дослідних зразків швидкісного рухомого складу. У 1919 р. в Німеччині була створена аеродрезна Dringos – швидкісний залізничний вагон, в якому використовувався повітряний гвинт авіаційного типу. У ході випробувань німецький

аеровагон розвинув швидкість 90 км/год [6, с. 31]. У Росії перший обтічний аеровагон, швидкістю 140 км/год, був побудований на базі Тамбовських залізничних майстерень за проектом інженера В. Абаковського в 1921 р (рис. 1). 24 липня 1921 р. під час технічних випробувань поблизу м. Серпухов аеровагон потрапив у катастрофу, під час якої загинули 7 з 22 пасажирів, у т.ч. сам винахідник та відомий партійний діяч т. Артем (Федір Сергєєв) [6, с. 34]. Зрештою, використання повітряного гвинта не отримало поширення в залізничному машинобудуванні, оскільки «рушій» був занадто гучним і небезпечним для оточуючих, а вихори від гвинта руйнували колію.



Рис. 1 – Аеровагон за проектом інженера В. Абаковського [7]

Одним з перших ідею надання обтічної форми локомотиву сформулював американський дизайнер Norman Bell Geddes – яскравий популяризатор аеродинамічного стилю «streamline» у транспортному дизайні США, який у 1929 р. вперше застосував термін «обтічність» для паровозів майбутнього [8, с. 83]. У першій половині 1930-х рр. з'явився ряд швидкісних обтічних експресів на дизельній тязі. У 1932 р. на замовлення Deutsche Reichsbahn Gesellschaft був побудований обтічний швидкісний поїзд Fliegender Hamburger (рис. 2) [9]. У США перші аеродинамічні поїзди були випущені в 1934 р. – трьохвагонний М-10000 та шестивагонний М-10001 залізничної компанії Union Pacific Railroad, а також Zephyr компанії Chicago, Burlington and Quincy Railroad company.

Fliegender Hamburger розвивав максимальну швидкість 124 км/год, М-10001 – 185 км/год, Zephyr – 181 км/год [9]. Основними характеристиками швидкісних експресів були легкість та обтічність. М-1000 важив лише 72 т, Zephyr – 87 т [9]. Швидкісні поїзди мали обмежену кількість вагонів, які до того ж були полегшені за рахунок використання алюмінію та інших легких металів. Велика економія ваги досягалась зчленуванням вагонів: два зчленовані вагони мали три двовісні візки замість чотирьох; три вагони мали чотири візки замість шести. Для трьохвагонного експресу це забезпечувало економію ваги у 10 – 15 т [9]. Зчленування вагонів також підвищувало обтічність поїзду. Успішний досвід використання дизель-генератора у швидкісних поїздах викликав передчасне судження

про те, що пасажирські поїзди на паровій тязі перестали задовольняти вимогам швидкісного сполучення.



Рис. 2 – Обтічний швидкісний поїзд *Fliegender Hamburger* [10]

Натомість швидкісні експреси на паровій тязі демонстрували швидкості не нижчі за дизельні. Зокрема, у Франції – 98 км/год; США – 130 км/год, Великобританії – 122 км/год [9]. І це при необтічній формі паровоза та стандартних вагонах. У 1934 р. у майстернях компанії Baltimore and Ohio Rail Road спеціально для легких надшвидкісних експресів був побудований паровоз Lady Baltimore з осьовою формулою 2-2-2 [11]. Локомотив, обладнаний бустером, стокером і приладом для механічного змашування букс, блискуче витримав випробування, продемонструвавши швидкість 152 км/год. Не виникало сумнівів, що паровози, у разі надання їм обтічної форми і відповідної кількості вагонів полегшеної конструкції, були б здатні розвинути більшу швидкість. Позаяк, за розрахунками англійських інженерів, обтічна форма паровоза при швидкості 130 – 140 км/год збільшувала силу тяги приблизно на 20 %, а система котла з миттєвим паротворенням знижувала витрати палива. Ставали очевидними широкі можливості підвищення швидкості й економічного використання паровоза [9].

Внаслідок зменшення спротиву повітря обтічність відкривала раніше не використо-

вуваний резерв потужності локомотиву. У Німеччині при випробуванні двох паровозів однакової конструкції на швидкості 144 км/год локомотив обтічної форми мав форсування котла 51,7 кг, тоді як у звичайного паровоза – 57 кг. При випробуванні вказаних паровозів зі швидкістю 170 км/год обтічний локомотив витрачав тільки 40 % потужності на повітряний спротив у порівнянні з паровозом без обтічності [12]. На швидкостях понад 150 км/год спротив повітря поглинав майже половину потужності парової машини. Отже, обтічність відкривала від 200 до 300 к.с. потужності. Зі збільшенням швидкості з 116 до 129 км/год необтічний паровоз починав удвічі більше поглинати палива, а обтічний споживав лише 50 % у порівнянні з необтічним. Ряд випробувань дозволили сформулювати умовний закон про ступінь обтічності: для 120 км/год швидкості було достатньо покриття лише ходової частини, повна ж обтічність доцільна при швидкості понад 150 км/год [12].

Необхідність збільшення потужності паровоза у межах наявних габаритів змушувала конструкторів збільшувати довжину локомотива, одночасно зменшуючи величину його виступаючих частин. Відповідно до розраху-

нків, обтічна форма зменшувала спротив повітря при швидкості від 112 до 145 км/год на 30 – 35 %, що суттєво впливало на економію палива, а металевий кожух забезпечував додаткову ізоляцію циліндрів, допоміжної апаратури та паропроводів від холоду [11]. У грудні 1934 р. був побудований обтічний пасажирський паровоз Hudson компанії New York Central Railroad (США) (рис. 3) [13]. Обтічний паровоз серії 03 (осьова формула 2-3-1) німецького заводу Borsig розвивав швидкість 140 км/год (рис. 4). 25 лютого 1936 р.

на ділянці Берлін – Гамбург (близько 300 км) двоциліндровий обтічний танк-паровоз заводу Henschel (2-3-2) відвів поїзд вагою 132 т з середньою швидкістю 113 км/год, розвинувши на останньому перегоні швидкість 175 км/год [14]. 27 лютого 1936 р. трьохциліндровий обтічний паровоз заводу Borsig серії 05 (осьова формула 2-3-2) подолав цю ділянку у складі поїзда вагою 400 т з середньою швидкістю 118 км/год, розвинувши максимальну швидкість 192 км/год (рис. 4) [15].



Рис. 3 – Паровоз Hudson компанії New York Central Railroad (США) (1934 р.) [15]

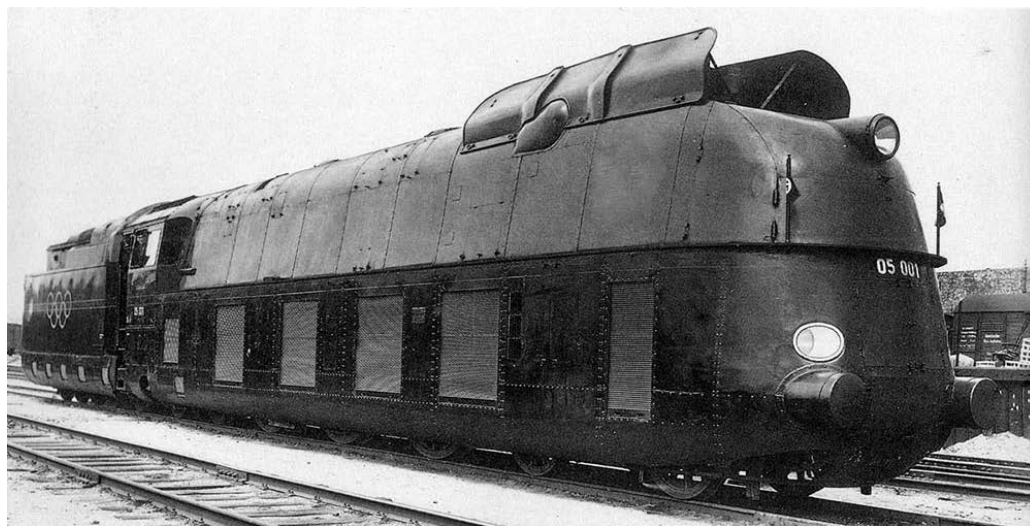


Рис. 4 – Паровоз серії 05 німецького заводу Borsig [16]

Принципова важливість дослідів з наявними паровозами полягала в тому, що в ряді випадків існувала можливість не тільки будувати новий рухомий склад обтічної форми, а модернізувати наявний. У покритого обтічним кожухом американського паровоза 202

лобовий опір повітря зменшився на 30 %. Локомотив потребував від 2 до 12 % меншої сили тяги при швидкостях 120 – 130 км/год, ніж без обтічності. Німецькі фахівці виявили, що наявні стандартні типи локомотивів при незначній модернізації та наданні обтічності

зможуть розвивати 175 км/год у пасажирському й 90 км/год – вантажному русі [12]. Під час дослідних випробувань швидкість французького обтічного трьохвагонного поїзда у складі модернізованого паровоза Atlantic класу 22/A склала 156 км/год [17]. До модернізації локомотив витрачав 13,8 кг вугілля та 121 л води на 1 милі, тоді як після – лише 10,4 кг вугілля та 93 л води, економлячи 28 % та 23 % відповідно.

На початку 1930-х рр. на залізницях СРСР також виникла потреба значно підвищити швидкості руху пасажирських поїздів, які було вирішено запровадити на Жовтневій залізниці за напрямком Москва – Ленінград. 4 жовтня 1932 р. на базі Коломенського паровозобудівного заводу був побудований перший надпотужний пасажирський паровоз серії ИС («Йосиф Сталин») з осьовою формулою 1-4-2, потужність якого сягала 3,2 тис. к.с. У 1934 р. Рішенням XVII-го з'їзду ВКП(б) в рамках Другого п'ятилітнього плану економічного розвитку паровоз серії ИС мав стати основною одиницею пасажирського паровозного парку залізниць СРСР [18, с. 289].

Паралельно з суттєвим зменшенням ваги вагонів, шляхом застосування легованих сталей та алюмінію, виникла потреба зменшити повітряний спротив, який зростає пропорційно квадрату швидкості руху поїзда. Перші ескізні проекти швидкісних паровозів з осьовою формулою 2-3-1 з колосниковими решітками площею 5 м² і типів (1-3-2) і (2-3-2) з колосниковими решітками площею 6,5 м² були виконані на Коломенському заводі в 1934 р. У 1935 р. Луганському та Коломенському заводам було замовлено розробку та будівництво паровозів для швидкісного пасажирського сполучення [8, с. 83].

Внаслідок неспроможності Коломенського заводу швидко налагодити серійне виробництво нового локомотиву, наприкінці 1935 р. технічна документація з виробництва паровозів серії ИС була передана на Ворошиловградський завод, нові цехи якого дозволяли будувати паровози американської конструкції з брусковими рамами й блоковими циліндрами. У 1935 р. до Ворошиловграду була спрямована група інженерів Центрального локомотивного проектного бюро (ЦЛПБ), перед якими ставилось завдання передати технічну документацію заводу. Відповідно до наказу № 1040 від 7 вересня 1935 р. нар-

кома важкої промисловості Г. Орджонікідзе значна частина спеціалістів ЦЛПБ увійшла до складу паровозотехнічного відділу Луганського заводу, решта ж повернулись на попередню роботу. Серед новоприбулих інженерів виявилось багато талановитих, видатних конструкторів, зокрема: М. Максимов, Д. Львов, Г. Жилін, П. Сорока та інші. Наприкінці 1935 р. паровозотехнічний відділ був реорганізований у конструкторський, очолюваний головним конструктором – Миколою Максимовим. Відділ нараховував до 120 співробітників. Отже, подальші конструкційні зміни розроблялись безпосередньо на місці, при цьому в цехах були власні невеликі технологічні бюро [19, с. 35]. У 1936 р. Ворошиловградський завод випустив перші 3 паровоза серії ИС, які, на відміну від паровозів побудови Коломенського заводу, були випущені зі спеціально розробленим шестивісним тендером 6П [4, с. 295].

Перший досвід виготовлення обтічних локомотивів у СРСР був пов'язаний з побудовою дослідного паровоза ИС 20-16 (рис. 5). Ще на початку 1930-х рр. Всесоюзний науково-дослідний інститут залізничного транспорту спільно з Московським авіаційним інститутом ім. С. Орджонікідзе провели комплексні випробування моделі локомотива в масштабі 1:25 в аеродинамічній трубі, під час яких з'ясувалось, що при швидкостях понад 100 км/год застосування обтічного кожуха, завдяки зниженню повітряного опору, може дати вигоду потужності у 200 – 250 к.с. [8, с. 84; 20, с. 46 – 47]. Випробування також підтвердили значне зниження шкідливого опору локомотива на високих швидкостях. За результатами цих досліджень у вересні 1936 р. колектив конструкторів Ворошиловградського заводу під керівництвом Д. Львова закінчив проектування першого обтічного паровоза серії ИС і склав графік його побудови, яку первісно було заплановано приурочити до VIII Всесоюзного з'їзду Рад 15 листопада 1936 р. Зазначалось, що «всі робочі креслення зараз знаходяться в технологічному відділі й на днях будуть спущені в цехи. Головні деталі, до яких внесені конструкційні зміни, – колеса, кулак, паралель, поршень. Для цих деталей мають бути виготовлені моделі. Зараз технологічний процес на виготовлення моделей вже розроблений» [21]. Утім, лише на початку 1937 р. Ворошиловградський завод випустив дослідний паровоз ИС 20-16 з

кожухом-обтічником. Для покращення динаміки локомотива були суттєво полегшені деталі рушійного механізму: провідне дишло виконане з легованої сталі, поршень кований; в екіпажній частині литі колісні центри були виконані не спицованими, а дисковими; у паророзподільному механізмі встановлена куліса відкритого типу. Була перероблена будка та бокова площадка навколо котла. Сходи, що вели з буферного бруса на бокові площадки, були відкидні й у транспортному положенні слугували деталями обтічника.

Буксами на роликівих підшипниках були оснащені візки тендера, борти якого повторювали контур будки машиніста, а його палуба, вугільний ящик, рама та візки – також покриті обтічником з метою унеможливлення зносу вугілля на завихрення повітря на високих швидкостях. Попри те, що обтічник був виконаний з авіаційного сплаву, загальна вага паровоза суттєво зросла, й навантаження на вісі колісних пар склало 21,5 т [8, с. 84 – 85].

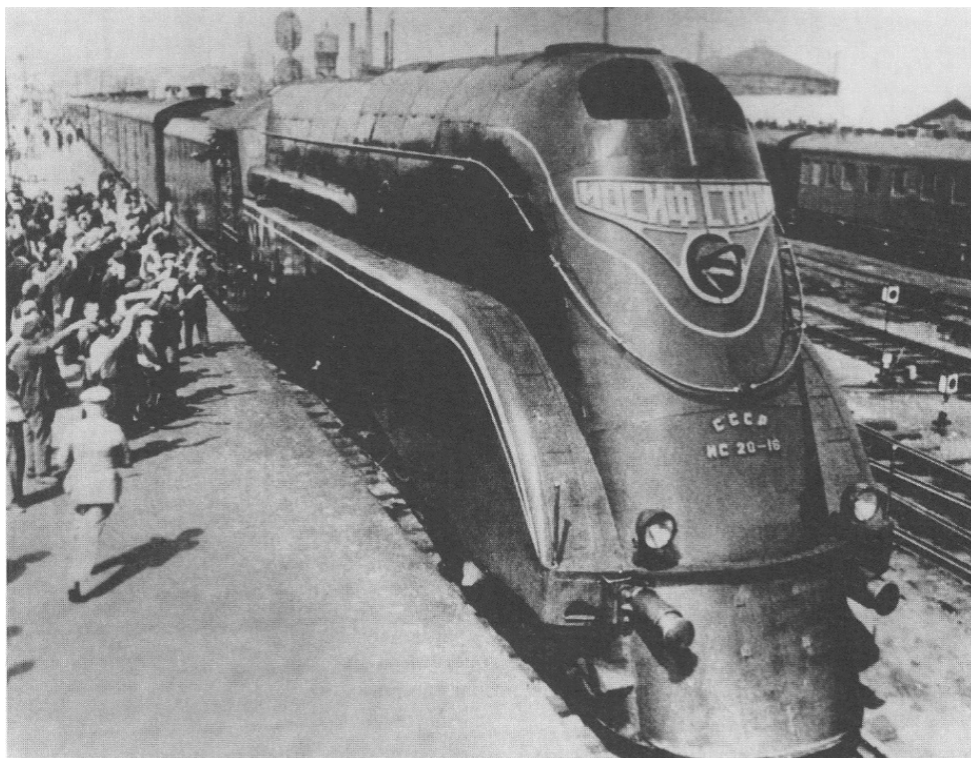


Рис. 5 – Паровоз серії ІС 20-16 [22]

15 лютого 1936 р. під час інспекторської обкатки на ділянці Ворошиловград – Сентянівка паровоз рухався зі швидкістю 80 – 100 км/год [23], а вже 17 березня вирушив на дослідні випробування за маршрутом Ворошиловград – Лиман – Основа [24], де на 7-тисячному підйомі йшов зі швидкістю 120 – 130 км/год, добре вписуючись у криві, на ділянці Зміїв – Балаклея досяг швидкості 120 км/год, а на ділянці Шебелинка – Занки – 150 км/год [25; 26]. Перегрівання букс, виявлені на станціях Родакове та Сіль, виникли внаслідок застосування неякісних мастильних матеріалів, й після їх заміни паровоз подолав решту шляху без нагріву букс. Максимальна швидкість, яку досяг паровоз ІС 20-16 під час випробувань, сягала 155 км/год [4,

с. 296]. Варто відзначити, що конструкційна швидкість паровозів ІС – 115 км/год не створювала надмірно високого повітряного спротиву, щоб серійно встановлювати обтічний капот вагою понад 4 т, який також суттєво ускладнював процес обслуговування паровоза [19, с. 40]. У зв'язку з цим, наступним етапом було створення швидкісного обтічного паровозу типу 2-3-2, яка дозволяла локомотиву при швидкому ході менше впливати на колію та легше проходити повороти [27]. Утім, закордонні аналоги швидкісних локомотивів вказаного типу мали велике осьове навантаження на колію, виключно складне управління, складність проходження кривих, плавлення підшипників та перегрівання букс. Тому, зважаючи на це, перед радянськими

інженерами постало завдання рецепції закордонної технології з урахуванням особливостей експлуатаційного характеру залізниць СРСР.

У 1935 - 1936 рр. на Коломенському заводі був розроблений проект швидкісного паровоза (2-3-2) з діаметром коліс 1850 мм і конструкційною швидкістю 130 км/год [4, с. 298]. Згодом, діаметр коліс був збільшений до 2000 мм, а швидкість – до 150 км/год. 7 листопада 1937 р. був виготовлений перший дослідний локомотив (№ 1). Усі буксові підшипники (крім букс рушійних осей) були роликовими, а в буксах рушійних осей і в шарні-

рах паророзподільного механізму використовувалось тверде мастило, що дозволило знизити опір руху [4, с. 297]. Для зниження ваги котел був виконаний без камери догорання, колісні центри склалися з двох дисків, а поступально рухомі частини парової машини виготовлялися з легированої сталі за допомогою кування. Для підвищення безпеки руху всі вісі локомотива були обладнані гальмами. 1 травня 1938 р. Коломенський завод випустив другий паровоз цього типу, який відрізнявся від першого системою пароперегрівача [4, с. 298].

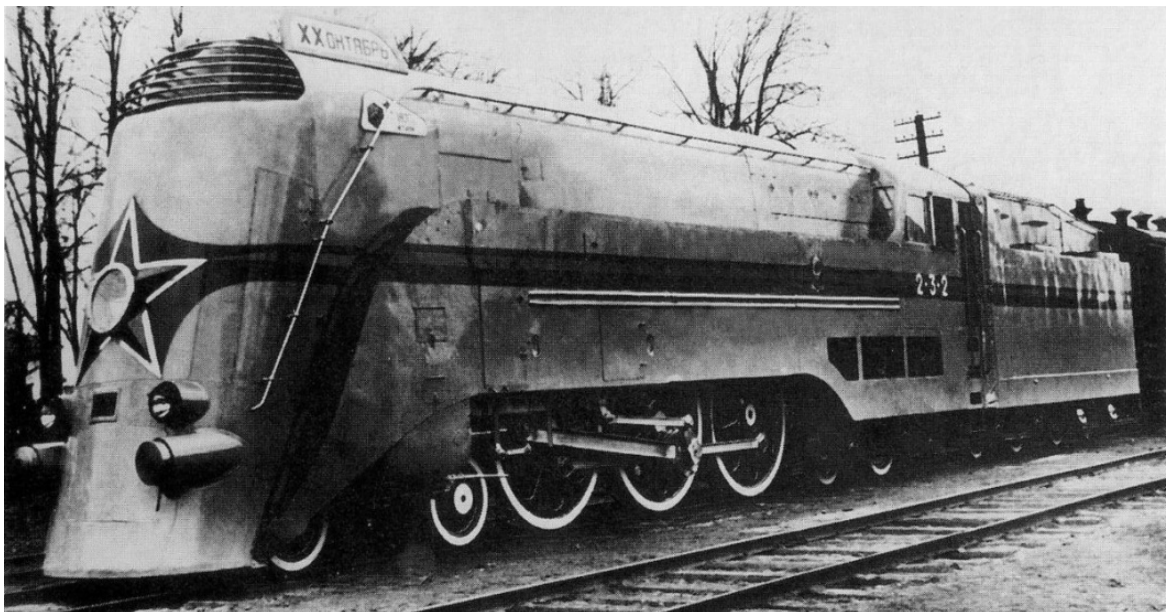


Рис. 6 – Паровоз типу 2-3-2 Коломенського заводу [28]

На початку листопада 1936 р. паралельно з розробкою обтічного паровоза ІС 20-16 група інженерів конструкторського відділу Ворошиловградського паровозобудівного заводу під керівництвом Д. Львова приступила до розробки власної конструкції швидкісного паровоза обтічної форми типу 2-3-2 (рис. 7). За проектом вага паровоза в робочому стані складала 138 т; навантаження на рухому вісь – 21 т; площа колосникової решітки 7,02 м²; діаметр рушійних коліс 2,2 м; тиск котла – 15 атмосфер, потужність паровоза 3,5 тис. к. с. [29]. Оскільки з огляду на перспективу реконструкції залізничної інфраструктури комерційні швидкості поїздів мали незмінно підвищуватися, наркомом Г. Орджонікідзе була встановлена конструкційна швидкість для паровоза 2-3-2В 180 км/год [4, с. 299; 8, с. 41]. Попередні детальні тягові розрахунки

доводили, що паровоз 2-3-2В мав долати відстань від Москви до Ленінграда з поїздом вагою 600 т за 5,5 год з середньою комерційною швидкістю 114 км/год, здійснюючи на шляху лише дві зупинки для набору води [29]. Тоді як звичайний кур'єрський поїзд долав цю відстань за 10,7 год з середньою комерційною швидкістю 61 км/год. Ділянку Москва – Харків кур'єрський поїзд проходив за 14,5 годин з середньою комерційною швидкістю 5 км/год при 8 технічних зупинках, дві з яких – на заміну локомотива. Паровоз 2-3-2В на цій ділянці з поїздом вагою 600 т мав здолати відстань за 8,4 години з середньою комерційною швидкістю 93 км/год, здійснюючи на шляху лише технічні дві зупинки [30].



Рис. 7 – Паровоз типу 2-3-2 (№ 6998) Ворошиловградського заводу [31]

Виготовлення дослідного паровоза № 6998 (за номером котла) було завершено у квітні 1938 р. Якщо на паровозах Коломенського заводу всі основні деталі проектувались спеціально, то на паровозі конструкції Ворошиловградського заводу були використані ряд деталей паровозів серій ФД та ІС [4, с. 299]. Новий паровоз отримав більшість уніфікованих елементів парового котла (трубчаста частина, топка, арматура), циліндри, раму заднього візка, буксові вкладиші й клини, а також багато іншого, в результаті чого значно спрощувались перспектива серійного виробництва та ремонт локомотива. Загалом котел паровоза за розмірами та конструкційними особливостями був однаковим з суцільнозварним котлом паровоза ФД за винятком застосування ухvatного листа кожуха топки товщиною 19 мм (замість 20 мм у ФД). Збільшення діаметру рушійних коліс дозволило використання циліндрів паровоза ІС. Для полегшення конструкції використовувалася сталь підвищеної міцності, а також широко застосовувалося зварювання. Для виготовлення рушійного механізму були використані леговані сталі, а всі колеса паровоза були виготовлені дисковими. Підтримуючі бігунцеві осі, а також всі осі тендера були обладнані роликowymi підшипниками, на паровозі був встановлений широкотрубний пароперегрівач Л40, який забезпечував підвищення паропроодуктивності котла на 10 –

15 % порівняно з тогочасними серійними паровозами ФД [4, с. 299 – 300].

Для зменшення перевантаження рушійного колеса, поршень та кулак виготовлювались кованими, а передня головка ведучого дишла – круглою, без натяжного клину, що надало зменшення приведеної ваги паровоза 2-3-2В супроти паровоза ІС на 31 %. Полегшення рушійного механізму зменшувало посмикування паровоза, яке дорівнювало 3,9 супроти 4,32 у паровоза ІС. Для зменшення напруг у ланках паророзподільного механізму та валика від сил інерції, було полегшено золотник (нерозсувний і без з'єднувальної труби) та кулісу (відкритого типу як у паровоза ФД). Рушійні та зчіпні дишла, пальці, поршень, скалка виготовлювались з хромонікелевої сталі. Передній візок зроблений цілнolitим із зовнішніми буксами, що сприятливо позначалось на боковій стійкості. Букса переднього візка на ролико-підшипниках була взаємозамінною з буксами підтримуючих осей. Брускова товщина головної рами паровоза така ж як у ФД та ІС. З огляду на дотримання безпеки руху на високих швидкостях потужність гальма на паровозі 2-3-2В була суттєво підвищена. Усі вісі мали двостороннє гальмування. Паровоз був також обладнаний повітряним реверсом, стокером, приладом для замірювання швидкості з жорсткою передачею. Обтічна форма давала можливість зменшити спротив повітря на 25 – 30 %. Спереду паровоза була встановлена

драбина з автоматичними сходами, що прибиравись. Для того, щоб дим паровоза не застилав машиністу дорогу, біля труби були встановлені димовідбійники. Попереду паровоза був встановлений потужний прожектор на 1 700 тис. кд, який мав освітлювати шлях на декілька кілометрів вперед [32].

26 квітня 1938 р. були проведені останні роботи з паровозом № 6998, а вже 27 квітня розпочалась його дослідна обкатка на заводських коліях [33], згодом генеральна обкатка – на ділянці Родакове – Сентянівка [34]. Під час контрольного зважування з'ясувалось, що паровоз № 6998 без обшивки та води важив 132,7 т, тоді як в екіпірованому стані 137 т – на 1 т легше ніж за проектом. Швидкість паровоза без обтічного кожуха складала 130 км/год [32]. Був затверджений проект схеми фарбування паровоза 2-3-2В, запропонований інженером Д. Львовим. За проектом – верхня циліндрична частина фарбувалась у світло-блакитний колір, знизу – в темно-синій. Посередині через увесь паровоз проходила біла смуга. Колеса фарбувались у червоний колір. Від двометрової хромованої зірки розходились білі смуги – промені [35]. Після встановлення обтічника 26 травня 1938 р. паровоз 2-3-2В надійшов на обкатку в депо Слов'янськ Південно-Донецької залізниці [36]. За місяць роботи локомотив подолав близько 6 тис. км, на окремих ділянках розвиваючи швидкість 120 – 130 км/год. Вже 27 травня під час першої поїздки з приміським поїздом вагою 550 т паровоз розвинув швидкість 90 км/год [37], 30 травня провів швидкісний поїзд вагою 805 т зі Слов'янська до Харкова, продемонструвавши середню технічну швидкість 75 км/год, максимальну – 105 км/год [38]. До 7 червня паровоз, який при надходженні до депо Слов'янськ вийшов у 6000 км пробіг, здійснив пробіг у 2000 км, і після здійснення першого промивочного ремонту в депо Слов'янськ був зафіксований справний стан основних вузлів [39].

У липні 1938 р. паровоз надійшов на Жовтневу залізницю для роботи на ділянці Москва – Бологое [4, с. 300]. У ході дослідних випробувань паровоза 2-3-2К Коломенського заводу навесні 1938 р. на вказаній магістралі була досягнута швидкість в 160 км/год [4, с. 298], а 29 червня на ділянці Лихославль – Калінін один з паровозів 2-3-2К з чотирьохвагонним поїздом розвинув швидкість 170 км/год [4, с. 298]. Влітку того ж року На-

уково-дослідний інститут залізничного транспорту провів тягово-теплотехнічні випробування, колійні та динамічні випробування паровоза. Отримані в ході експлуатації паровоза 2-3-2В дані засвідчили, що при швидкості 60 км/год повітряний спротив дорівнював 134 кг, при 120 км/год – 545 кг, при 180 км/год – 1210 кг, а при 200 км/год – 1496 кг [19, с. 41]. В одній з поїздок паровоз 2-3-2В розвинув на підйомі в 8 ‰ потужність 3400 к.с.; на початку підйому швидкість складала 110 км/год, а в кінці – 76 км/год [4, с. 300]. Нові локомотиви давали можливість доставляти експрес «Червона стріла» з Ленінграда до Москви і назад за 8 годин (з паровозом Су – більше 11 годин). Оскільки паровози типу 2-3-2 обслуговували пасажирські поїзди за графіком, складеним для паровозів серії Су, працюючи в неефективних для себе режимах, витрати палива на одиницю роботи були у 2-3-2К на 12%, а 2-3-2В на 15% більшими у порівнянні з паровозами серії Су [4, с. 300].

Улітку 1938 р. конструкторський відділ Ворошиловградського заводу розпочав розробку низки проектів перспективних швидкісних паровозів. Особливої уваги привертав проект потужного паротурбовозу типу 2-3-2 [39]. На кожній з трьох рушійних осей передбачалось встановлення парової турбіни потужністю 1000 к.с. кожна. Основною перевагою турбовозу був високий ККД – близько в 1,5 рази більший, аніж у звичайного паровоза [5, с. 31]. Була передбачена повна взаємозамінність турбін при ремонті. Турбіни для локомотива були взяті комбінованого типу – активно-реактивні, внаслідок чого турбовоз при зрушенні з місця мав розвивати велику силу тяги. Поєднання турбін з осями паровоза відрізнялось простотою конструкції: були відсутні додаткові передачі та переключення. Задній хід мав здійснюватися за допомогою встановленого на задньому підтримуючому візку бустера. Турбовоз, покритий ззовні обтічним капотом сигароподібної форми, був укомплектований п'ятивісним тендером-конденсатором нового типу, який мав вміщати запас вугілля у 20 т. Конструкційна швидкість турбовоза – 180 км/год. Діаметр рушійних коліс – 1520 мм. Турбовоз мав бути здатний проходити без набору палива й води до 1000 км.

Паралельно з цим бригада конструкторського відділу Ворошиловградського заводу

під керівництвом інженера-конструктора Г. Жданова розпочала проектування паровозу ФД з додатковим переднім управлінням та більш потужними циліндрами [41]. У передній будці передбачалось розміщення дублюючих органів управління локомотивом, що мало полегшити роботу паровозної бригади під час руху на високих швидкостях. У серпні 1938 р. розробка конструкції нового паровоза була повністю завершена. Більшість готових креслень були надані в цехи заводу для виготовлення відповідних деталей та вузлів, і підприємство мало приступити до будівництва нового локомотива [42]. Утім, незабаром виявилось, що подібне розташування будок значно ускладнювало ревізію димової коробки [4, с. 388–389].

Черговим проектом конструкторського відділу Ворошиловградського заводу був швидкісний паровоз високого тиску з прямоточним котлом типу 2-4-1 [4, с. 300]. Наявні швидкісні паровози мали загальний коефіцієнт корисної дії не більше 6–9 %, подальше ж збільшення економічності паровозу вимагало застосування пари високого тиску, оскільки підвищення тиску пари до 100–120 атмосфер дозволяло зменшити витрати палива у 1,5–2 рази. Коефіцієнт корисної дії паровоза високого тиску підвищувався до 14–18 %. За проектом тиск прямоточного котла з опаленням на коксовому вугіллі мав складати 100–120 атмосфер, температура пари – 450–475 градусів. Варто зазначити, що спроба застосування в якості палива на паровозі з прямоточним котлом коксового вугілля мала здійснюватися вперше у світовому паровозобудуванні. У якості головного двигуна мала бути застосована парова машина подвійного розширення. Середня технічна швидкість паровоза мала скласти 100–120 км/год, а максимальна – 160–180 км/год. Оскільки прямоточний котел міг працювати лише на очищеній від солей та різних домішок воді, локомотив повинен був мати тендер-конденсатор для забезпечення котла дистиллятом. Пробіг паровоза без набору води та палива мав складати 800–1000 км [43].

10 вересня 1938 р. у Ворошиловграді відбулась перша Всесоюзна конференція з локомотивобудування, організована Головним управлінням транспортного машинобудування [44]. На конференції були порушені питання щодо модернізації та удосконалення

основних типів локомотивів, найближчих перспектив швидкісного пасажирського руху та вантажних локомотивів, а також стану науково-дослідної роботи з локомотивобудування. У конференції взяли участь представники Ворошиловградського паровозобудівного заводу, Коломенського машинобудівного заводу, Харківського паровозобудівного заводу та Московського заводу «Динамо», а також представники Науково-дослідного інституту залізничного транспорту, науково-технічної ради НКШС тощо. Учасник конференції інженер-конструктор П. Сорока відзначав, що «Швидко втілювати в життя конструкторські покращення можна лише за наявності на заводах експериментально-дослідної бази. Жоден з паровозобудівних заводів похизуватися зразковою базою не може. Разом з тим, успішна робота з модернізації наявних типів локомотивів та створенню нових неприпустима без експериментальних робіт. Назріло також питання щодо створення на одному з провідних паровозобудівних заводів потужної лабораторії для випробування локомотивів» [45].

Восени 1938 р. на Ворошиловградському заводі прокотилась хвиля репресій вищого керівництва. Зокрема, 5 вересня 1938 р. Військовою колегією Верховного суду СРСР були засуджені до розстрілу головний конструктор підприємства Павло Тахтаулов і заступник головного інженера Яків Блехеров [46, с. 367; 47, с. 406], а вже 22 вересня 1938 р. за звинуваченням у шпигунстві, диверсійній роботі та гальмуванні виробництва був заарештований директор Ворошиловградського заводу М. Чумичев [48, с. 580]. У зв'язку з цим подальше проектування та будівництво дослідних зразків швидкісних паровозів були припинені.

Після закінчення випробувань паровози 2-3-2 Коломенського та Ворошиловградського заводів надійшли для регулярної експлуатації на Жовтневу залізницю. На початку 1939 р. у депо Москва-І «Сталінські майстерні» була створена колона експериментальних швидкісних локомотивів, куди увійшли всі дослідні обтічні паровози [7, с. 87]. З огляду на широкі перспективи їх експлуатації у рамках Третього п'ятилітнього плану економічного розвитку СРСР (1938–1942 рр.), було заплановано налагодити постійне кур'єрське сполучення за допомогою локомотивів типу 2-3-2,

з метою чого передбачалось замовити 10 паровозів 2-3-2К на Коломенському заводі та 40 паровозів 2-3-2В на Ворошиловградському заводі [7, с. 90], а також змінити графік руху поїздів з урахуванням тягових можливостей нових локомотивів.

Після закінчення Другої світової війни з ряду причин швидкості руху поїздів були обмежені 70 км/год, внаслідок чого з усіх швидкісних паровозів (ИС 20-16; 2-3-2К та 2-3-2В) були зняті обтічні кожухи [4, с. 298; 7, с. 87]. До того ж, з огляду на стрімкий розвиток магістрального тепловозо- та електро-зобудування в повоєнний час розробка нових конструкцій паровозів, які суттєво поступались новим локомотивам в економічності, остаточно втратила свою актуальність. У квітні 1957 р. на паровозі 2-3-2В зі спеціальним поїздом був встановлений останній рекорд швидкості парової тяги в СРСР – 175 км/год [48].

Хоча, на відміну від паровозів 2-3-2К, паровоз 2-3-2В (№ 6998) Ворошиловградського заводу не був випробуваний так само ретельно, а його теплотехнічні показники не були вивчені до кінця, його дослідні поїздки збагатили теоретичний і практичний досвід вітчизняного паровозобудування. За оригінальність конструкції та якість виконання продукція Ворошиловградського паровозобудівного заводу була відзначена Великою золотою медаллю та Дипломом на всесвітній виставці в Парижі в 1938 р., що доводило їх науково-технологічну актуальність та якість.

На локомотивах типу 2-3-2 випробували багато прогресивних конструкторських рішень, які згодом були втілені на інших серійних пасажирських і вантажних паровозах. Зокрема, при проектуванні рушійного механізму розрахунки здійснювались не за силами від пари, а за силами інерції, при складанні паровозів здійснювались балансування литих бігункових коліс й усунення допущених при литті небалансів шляхом висвердлювання окремих місць у центрах [4, с. 300].

Висновки

Завдяки масштабній реконструкції виробничої бази та детальній рецепції конструкторського досвіду провідних американських паровозобудівних компаній колективу Ворошиловградського паровозобудівного заводу вдалося в максимально стислі терміни не тільки налагодити виробництво надпотужних

паровозів серій ФД та ИС, але й на хвилі тогочасної тенденції світового локомотивобудування розробити та побудувати серію унікальних дослідних зразків альтернативних перспективних проектів швидкісного обтічного тягового рухомого складу на паровій тязі, технологічно уніфікованого з серійними паровозами ФД та ИС. Проектування та побудова дослідних швидкісних обтічних паровозів типу 2-3-2 дозволили накопичити великий досвід зі створення швидкохідних локомотивів. У ході дослідної експлуатації швидкісні паровози Ворошиловградського заводу послідовно встановили рекорди швидкості парової тяги в СРСР (ИС 20-16 – 155 км/год, 2-3-2В – 175 км/год). Утім, хоч з огляду на суб'єктивні обставини серійне виробництво обтічних паровозів у СРСР так і не було налагоджено, розробка та дослідна побудова перспективних проектів швидкісних високо-економічних локомотивів на паровій тязі надали цінний досвід та дозволили відкрити нову сторінку вітчизняного локомотивобудування в повоєнний час.

Література

1. Климов А. О. Продовольче забезпечення робітників промисловості Донбасу у 1928 – 1935 рр. / А. О. Климов // Краєзнавство. – 2010. – № 1–2. – С. 225–232.
2. Правдин Л. Второй в мире / Л. Правдин // Ворошиловградская правда. – 1936. – 18 июня (№ 139 (6298)). – С. 3.
3. Бернштейн А. Обтекаемые паровозы мира. Борьба с ветром / А. Бернштейн. – Москва: Железнодорожное дело, 2003. – 56 с.
4. Раков В. А. Локомотивы отечественных железных дорог (1845 – 1955 гг.) / В. А. Раков. – Москва: Транспорт, 1995. – 564 с.
5. Струженцов И. М. Конструкции паровозов / И. М. Струженцов. – Москва: Трансжелдориздат, 1937. – 576 с.
6. Васильев И. П. История создания и гибели аэровагона Абаковского В.И. // История и перспективы развития транспорта на Севере России / редкол.: Епархин О. М., Холодкова Н. И., Жаров А. В. – Ярославль: Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора

Александра І» в г. Ярославле, 2018. – № 1. – С. 31–35.

7. Аэровагон Абаковского // Wikimedia commons. – Режим доступа: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:%D0%90%D1%8D%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D0%B3%D0%BE%D0%BD_%D0%90%D0%B1%D0%B0%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D1%81%D0%BA%D0%BE%D0%B3%D0%BE.jpg?uselang=ru

8. Барковсков Б. В. Паровозы. Серия ИС «Иосиф Сталин» / Б. В. Барковсков, М. Н. Тиунчик, Д. Б. Шибаяев. – Москва : б. и., 2014. – 296 с.

9. Рогов Л. О сверхскоростных поездах и сверхскоростных суждениях / Л. Рогов // Гудок. – 1935. – 16 марта (№ 56 (4502)). – С. 3.

10. «Fliegender Hamburger» DRG 778 // Wikimedia commons. – Режим доступа: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/33/Bundesarchiv_Bild_102-14151%2C_%22Fliegender_Hamburger%22%2C_DRG_778.jpg.

11. Транспорт за рубежом // Гудок. – 1935. – 15 февраля (№ 38 (4478)). – С. 3.

12. Левенталь Я. Проблема скорости и обтекаемые паровозы / Я. Левенталь // Гудок. – 1936. – 10 января (№ 8 (4749)). – С. 2.

13. Паровоз обтекаемой формы // Гудок. – 1935. – 4 января (№ 4 (4444)). – С. 4.

14. Рекордные скорости на германских дорогах // Гудок. – 1936. – 30 марта (№ 74 (4815)). – С. 3.

15. 4-6-4 "Hudson" Locomotives // American-Rails.com. – Режим доступа: <https://www.american-rails.com/images/561009871heyc18856gs8756.jpg>.

16. Borsig BR05: непризнанный рекорд красной ракеты // ТехноФайлы – Режим доступа: <https://www.techfiles.ru/trains/borsig-br05-red-rocket-speed-record/>.

17. Транспорт за рубежом // Гудок. – 1935. – 4 февраля (№ 28 (4769)). – С. 3.

18. Железнодорожный транспорт СССР в документах Коммунистической партии и Советского правительства. 1917–1957 гг. / сост. А. Напорко. – Москва : Трансжелдориздат, 1957. – 384 с.

19. Буянов А. Ф. Творцы новой техники / А. Ф. Буянов. – Луганськ: Книжковий світ. 2005. – 288 с.

20. Боравская Е. Н. Развитие железнодорожного транспорта и скоростное движение поездов в советский период (1918–1990) / Е. Н. Боравская, Е. Д. Шапилов // Скоростной и высокоскоростной железнодорожный транспорт / под общей ред. В. И. Ковалёва. – СПб: ГИИПП «Искусство России», 2001. – Т.1. – С. 46–47.

21. Первый паровоз «ИС» обтекаемой формы – к VIII съезду Советов // Ворошиловградская правда. – 1936. – 29 сентября (№ 212 (6371)). – С. 3.

22. Паровоз ИС-20-16 // Wikimedia commons. – Режим доступа: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:%D0%9F%D0%B0%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B7_%D0%98%D0%A120-16_1937.jpg.

23. Обтекаемый «ИС» прошел инспекторскую обкатку // Октябрьский гудок. – 1937. – 18 февраля (№ 40 (1850)). – С. 4.

24. Сегодня обтекаемый паровоз «ИС» идет на испытания // Октябрьский гудок. – 1937. – 17 марта (№ 62 (1872)). – С. 1.

25. 150 километров в час. Испытания обтекаемого паровоза «ИС» // Октябрьский гудок. – 1937. – 20 марта (№ 64 (1874)). – С. 1.

26. Расчеты конструкторов оправдались // Октябрьский гудок. – 1937. – 21 марта (№ 65 (1875)). – С. 1.

27. Богград С. Советский сверхскоростной локомотив «2-3-2» / С. Богград // Магистраль угля. – 1938. – 5 апреля (№ 77 (175)). – С. 2.

28. Выпуск 6 (27). Паровозы 2–3–2В, 2–3–2К, 23–001, 556.0 // Medium.com. – Jun 8, 2017. – Режим доступа: <https://medium.com/theparovoz/locomotive-2-3-2b-23-001-556-0-3ec181b692e3#:~:text=%D0%9F%D0%B0%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B7%202%E2%80%9332%D0%92%20%E2%80%944,%D0%9B%D1%8C%D0%B2%D0%BE%D0%B2%D0%B0>.

29. Львов Д. Паровоз 2-3-2 / Д. Львов // Октябрьский гудок. – 1938. – 25 января (№ 134 (2106)). – С. 1.

30. Жданов Г. В. Конструктивные особенности паровоза 2-3-2 / Г. В. Жданов // Октябрьский гудок. – 1938. – 21 апреля (№ 91 (2178)). – С. 3.

31. В СССР был свой Стимлайнер, паровоз 2-3-2В // Pikabu.ru. – Режим доступа:

https://cs9.pikabu.ru/post_img/big/2019/10/07/5/1570433749160864756.jpg.

32. Жданов Г. В. Новая победа / Г. В. Жданов // Ворошиловградская правда. – 1938. – 1 мая (№ 100 (6858)). – С. 6.

33. Кувшинов Н. Сегодня паровоз 2-3-2 идет в обкатку / Н. Кувшинов // Октябрьский гудок. – 1938. – 27 апреля (№ 96 (2183)). – С. 1.

34. Паровоз 2-3-2 прошел обкатку // Октябрьский гудок. – 1938. – 29 апреля (№ 134 (232)). – С. 1.

35. Почему сорвали график окраски паровоза 2-3-2 // Ворошиловградская правда. – 1938. – 18 мая (№ 113 (6871)). – С. 3.

36. Обкатка бандажей паровоза «2-3-2» // Магистраль угля. – 1938. – 15 июня (№ 77 (175)). – С. 2.

37. Итоги первой поездки паровоза 2-3-2 // Ворошиловградская правда. – 1938. – 29 мая (№ 122 (6880)). – С. 3.

38. Испытания паровоза 2-3-2 // Ворошиловградская правда. – 1938. – 29 мая (№ 122 (6880)). – С. 3.

39. Паровоз 2-3-2 сделал пробег в 2 тысячи километров // Ворошиловградская правда. – 1938. – 8 июня (№ 130 (6888)). – С. 3.

40. Советский турбовоз // Ворошиловградская правда. – 1938. – 27 июля (№ 22 (6930)). – С. 5.

41. Паровоз ФД с передним управлением // Ворошиловградская правда. – 1938. – 18 августа (№ 141 (6949)). – С. 3.

42. Новый паровоз // Ворошиловградская правда. – 1938. – 4 июня (№ 127 (6885)). – С. 3.

43. Паровоз высокого давления // Ворошиловградская правда. – 1938. – 10 июня (№ 132 (6890)). – С. 3.

44. Всесоюзная конференция по локомотивостроению // Ворошиловградская правда. – 1938. – 9 сентября (№ 159 (6967)). – С. 3.

45. Сорока П. Новые конструкции локомотивов – социалистическому транспорту / П. Сорока // Ворошиловградская правда. – 1938. – 10 сентября (№ 60 (6968)). – С. 5.

46. Реабілітовані історією: Луганська область. Книга 1 / під ред. В. Просіна та ін. – Луганськ, 2004. – 729 с.

47. Реабілітовані історією: Луганська область. Книга 3 / під ред. В. Голенко та ін. – Луганськ, 2008. – 695 с.

48. Раков В. А. Последний рекорд скорости паровозов / В. А. Раков // Техника – молодежи. – 1974. – № 9. – С. 18–19.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРА

Рубан Микола Юрійович,
інженер I категорії відділу
історичної спадщини залізниць України
Департаменту корпоративної соціальної
відповідальності АТ «Укрзалізниця»,
член Національної спілки краєзнавців України,
аспірант Східноукраїнського національного
університету імені Володимира Даля.
Вул. Є. Гедройця, 5, м. Київ, 03150, Україна.
Тел.: +38 063 498 45 38.
E-mail: nikolas.kindle@gmail.com.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6396-4531>.

РЕФЕРАТИ

УДК 629.4.017

DOI:10.34029/2311-4061-2020-136-3-04-09

Дослідження та визначення безпечних умов експлуатації порожніх вагонів-хоперів переобладнаних з цементовозів і мінераловозів / Кара С.В., Повисший В.М., Прокопенко П.М. // *Залізничний транспорт України*. - 2020. - № 3. - С. 4-9.

Актуальним завданням для забезпечення безпеки руху на залізничному транспорті є контроль динамічних якостей вагонів, які експлуатуються понад встановлений заводом-виробником строк служби, особливо при проведенні їх переобладнань та модернізацій. Схід вагона з рейок є одним з найбільш матеріально затратних та небезпечних прикладів погіршення динамічних якостей вагона.

В межах даної роботи було виконано аналіз сходів вагонів з рейок протягом 2018–2019 рр. на коліях АТ «Укрзалізниця». В результаті аналізу було виявлено неодноразові випадки сходів з рейок порожніх 4-х вісних вагонів для сипучих вантажів переобладнаних з цементовозів та мінераловозів.

З метою з'ясування причин виникнення сходження з рейок вищезазначених вагонів та розробки заходів щодо підвищення безпеки руху, Науково-впроваджувальним центром філії «Науководослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця» проведено ходові динамічні випробування та комп'ютерне моделювання динаміки руху вагонів моделей 11-715-01, 19-923-01 у порожньому стані і розроблено модель для проведення моделювання динаміки руху цих вагонів у порожньому стані.

За узагальненням результатів проведеної роботи встановлено наступне:

- показники динаміки вагонів моделей 11-715-01 і 19-923-01 у порожньому стані, при справному технічному стані вагонів та колії, знаходяться в допустимих межах для руху із швидкостями до 80 км/год, включно;

- при відхиленнях у технічному стані вагонів та колії відбувається погіршення динаміки руху вагонів до недопустимого рівня, при цьому швидкість руху, при якій спостерігається незадовільний запас стійкості коліс від сходження з рейок, при погіршенні технічного стані вагонів або колії, становить 70 ± 5 км/год, при цьому одночасна наявність відхилень в утриманні колії та у технічному стані вагону зменшує допустиму швидкість руху до рівня, при якому запас стійкості колеса від сходження досягає значення менше мінімально допустимого.

Ключові слова: вагон-хопер, переобладнання вагонів, стійкість від сходження з рейок, ходові динамічні випробування, моделювання динаміки.

УДК 621.791.052:539.43

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-10-17

Метод розрахунку межі витривалості зварних з'єднань різної товщини після високочастотної механічної проковки / Дегтярев В.О. // *Залізничний транспорт України*. – 2020. – № 3. – С. 10-17.

На прикладі випробувань стикових зварних з'єднань низьковуглецевої сталі Ст.3сп запропоновано метод розрахункової оцінки підвищення границі витривалості зварних з'єднань різної товщини за глибиною пластично деформованого шару чи канавки, які утворюються за технологією високочастотної механічної проковки з урахуванням впливу градієнту напружень. Запропоновано залежність, яка дозволяє врахувати вплив градієнта напружень на границі витривалості не зміцнених стикових зварних з'єднань. Виконані розрахунки, які дозволили встановити глибину пластично деформованого шару та канавки встикових зварних з'єднаннях різної товщини, виходячи з умов однакового підвищення їх границі витривалості. Встановлено, що при однаковому підвищенні границі витривалості з зростанням товщини зварного з'єднання глибина зміцненого шару та канавки повинні збільшуватись. Причому, чим більша границя витривалості, тим більша різниця в глибині зміцненого шару чи канавки. Встановлені оптимальні значення глибини канавки для різної товщини стикового з'єднання. Отримані результати пропонується розглядати в якості експрес-методу по визначенню границі витривалості зміцнених ВМП зварних з'єднань різної товщини при відсутності експериментальних досліджень. При упрочненні сварних металлоконструкцій указаних толщин необходимо располагать соответствующим оборудованием, способным обеспечить необходимую глубину канавки.

Ключові слова: зварне з'єднання, високочастотна механічна проковка, межа витривалості, глибина канавки, пластично деформований шар, градієнт напружень

УДК 45.040

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-18-25

Особливості проведення вхідного контролю основних деталей візків вантажних вагонів в структурних підрозділах АТ «Укрзалізниця» / Міхисенко В.О., Стріленко В.Е., Феногенов А.І. // *Залізничний транспорт України*. – 2020. - № 3. – С. 18-25.

У статті наведено аналіз особливостей контролю, нормативні вимоги та практичні процедури щодо проведення на залізничних підприємствах вхідного контролю бокових рам, надресорної балки та колісних пар двовісного трьохелементного візка вантажного вагона.

Ключові слова: вантажний вагон, візок, вхідний контроль, бокова рама, надресорна балка, колісна

пара, візуальний контроль, неруйнівний контроль, облікові форми.

УДК 625.143.51

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-26-32

Вплив вантажонапруженості колії на працездатність рейкового скріплення типу КПП-5 за даними лабораторних досліджень / Мойсеєнко К.В., Суслів В.М. // Залізничний транспорт України. - № 3. – С. 26-32.

Витрати на утримання колії з проміжним рейковим скріпленням типу КПП-5 менші, ніж для колії зі скріпленням типу КБ, але з невідомих причин його застосування обмежене ділянками з вантажонапруженістю не більше ніж 60 млн. т·км бруто/км за рік. На основі лабораторних досліджень доведено відсутність впливу вантажонапруженості на працездатність скріпленням типу КПП-5 та запропоновано скасувати обмеження його застосування за критерієм вантажонапруженості.

Ключові слова: рейкове скріплення типу КПП-5, вантажонапруженість колії, працездатність, лабораторні дослідження.

УДК 629.4.015:656.2.08

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-35-42

До визначення ймовірних причин сходжень з рейок вантажних вагонів / Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю. // Залізничний транспорт України. – 2020. - № 3. – С. 35-42.

Виконано дослідження щодо удосконалення методичних підходів до визначення ймовірних причин порушення умов стійкості вантажних вагонів від сходження з рейок у складі поїздів. За допомогою базової комп'ютерної моделі динаміки вантажного вагона шляхом обчислювального експерименту досліджено вплив на показники стійкості від сходжень з рейок порожнього напіввагона характеристик технічного стану їх ходових частин та колії.

В статті викладено основні положення методики дослідження, за якою передбачено виконання аналізу ймовірних причин сходжень вантажних вагонів шляхом проведення серії чисельних експериментів з протоколюванням ходу обчислень і збереженням результатів розрахунків. Для інтерпретації розрахункових даних з оцінкою впливу кожного з чинників або їх сукупності на можливість сходжень застосовано факторний аналіз.

За розробленою процедурою імітаційного експерименту передбачено поетапне виконання дослідження умов сходження вантажних вагонів, що включають структурування і ранжування факторів, складання плану експерименту, обчислення коефіцієнтів стійкості від сходжень колісних пар з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки та визначення ступеню впливу відповідних факторів на динамічні показники стійкості вагонів від сходження з рейок.

Визначення ймовірних причин сходжень вагонів здійснено на підставі сканування простору параметрів. За результатами параметричного дослідження з'ясовано ступені впливу на стійкість руху напівва-

гона характеристик технічного стану ходових частин та колії. Зокрема, визначено, що найбільш небезпечним з точки зору втрати стійкості порожнього вагона в колії є завищення клинів гасителів коливань.

Ключові слова: вантажні вагони, сходження з рейок, комп'ютерне моделювання, безпека руху, динамічні показники.

УДК 629.463.65:004.942

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-43-50

Математична модель просторових коливань чотиривісного напіввагона на візках з пружним зв'язком колісних пар і бічних рам / Мямлін С.С. // Залізничний транспорт України. – 2020. – № 3. – С. 43-50.

У статті представлено опис математичної моделі просторових коливань чотиривісного вантажного вагона з урахуванням особливостей міжелементних зв'язків між колісними парами і бічними рамами. Математична модель являє собою систему диференціальних рівнянь 116 другого порядку із застосуванням рівнянь Лагранжа другого роду. Особливістю моделі є максимальна відповідність фізичного об'єкту з урахуванням міжелементних зв'язків. Дана математична модель представляє інтерес для дослідження просторових коливань чотиривісних залізничних екіпажів для різної ширини колії у всьому діапазоні експлуатаційних швидкостей руху.

Ключові слова: динаміка руху вагона, просторові коливання, математична модель.

УДК 629.422.1

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-51-63

Передумови створення швидкісних обтічних паровозів на Луганському паровозобудівному заводі / Рубан М. Ю. // Залізничний транспорт України. – 2020. – № 3. – С. 51-63.

У статті здійснено спробу дослідити в хронологічному порядку історичні обставини розробки та побудови дослідних зразків надшвидкісних обтічних паровозів на Луганському (з 1935 р. – Ворошиловградському) паровозобудівному заводі (1936 – 1938 рр.). На підставі комплексного аналізу матеріалів центральних галузевих періодичних видань залізничного транспорту СРСР простежено тогочасний світовий досвід будівництва надшвидкісного обтічного рухомого складу, прийнятий вітчизняними інженерами за основу для радянської школи локомотивобудування. За оригінальність конструкції та якість виконання продукція Ворошиловградського паровозобудівного заводу була відзначена Великою золотою медаллю та Дипломом на всесвітній виставці в Парижі в 1938 р. Розглянуто перспективні проекти надшвидкісних високоекономічних обтічних локомотивів на паровій тязі розробки конструкторського відділу Ворошиловградського заводу. З'ясовано ключові персоналії провідних конструкторів підприємства та причини занепаду подальшої розробки низки перспективних проектів надшвидкісних локомотивів на Ворошиловградському заводі. Досліджено обставини дослідної експлуатації легендарних паровозів ИС 20-16 та 2-3-2В на Донецькій та Пів-

денній залізницях. Доведено, що історичний досвід становлення вітчизняної науково-виробничої бази магістрального паровозобудування потребує свого належного осмислення в контексті сучасних тенденцій імпорту тягового рухомого складу зі спробою подальшої локалізації його виробництва в Україні.

Ключові слова: Луганський (Ворошиловградський) паровозобудівний завод, промисловість, залізничний транспорт, обтічність, паровози серії ІС, паровози типу 2-3-2.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.4.017

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-04-09

Исследования и определение безопасных условий эксплуатации пустых вагонов-хопперов переоборудованных из цементовозов и минераловозов / Кара С.В., Повисший В.Н., Прокопенко П.Н. // Железнодорожный транспорт Украины. - 2020. - № 3. - С. 4-9.

Актуальной задачей для обеспечения безопасности движения на железнодорожном транспорте, является контроль динамических качеств вагонов, которые эксплуатируются сверх установленного заводом-изготовителем срока службы, особенно при проведении их переоборудований и модернизаций. Сход вагона с рельсов является одним из наиболее материально затратных и опасных примеров ухудшения динамических качеств вагона.

В рамках данной работы был выполнен анализ сходов вагонов с рельсов в течение 2018-2019 гг. на путях АО «Укрзалізниця». В результате анализа было выявлено неоднократные случаи сходов с рельсов пустых 4-х осных вагонов для сыпучих грузов переоборудованных из цементовозов и минераловозов.

С целью выяснения причин возникновения схода с рельсов вышеупомянутых вагонов и разработки мероприятий по повышению безопасности их движения, Научно-внедренческим центром филиала «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт железнодорожного транспорта» АО «Укрзалізниця» проведены ходовые динамические испытания и моделирования динамики движения вагонов моделей 11-715-01, 19-923-01 в пустом состоянии, разработана компьютерная модель для проведения моделирования динамики движения этих вагонов в пустом состоянии.

В результате проведенной работы установлено следующее:

- показатели динамики движения вагонов моделей 11-715-01 и 19-923-01 в пустом состоянии, при исправном техническом состоянии вагонов и колеи, находятся в допустимых пределах для движения со скоростями до 80 км/ч, включительно;

- при отклонениях в техническом состоянии вагонов и колеи происходит ухудшение динамики движения вагонов до недопустимого уровня, при этом скорость движения, при которой наблюдается неудовлетворительный запас устойчивости, при ухудшении технического состояния вагонов или пути, составляет 70 ± 5 км/ч, а одновременное наличие отклонений в содержании пути и в техническом состо-

янии вагона уменьшает допустимую скорость движения до уровня, при котором запас устойчивости колеса от схода достигает значения меньше минимально допустимого.

Ключевые слова: вагон-хоппер, переоборудование вагонов, устойчивость от схода с рельсов, ходовые динамические испытания, моделирование динамики.

УДК 621.791.052:539.43

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-10-17

Метод расчёта предела выносливости сварных соединений разной толщины после высокочастотной механической проковки / Дегтярев В.А. // Железнодорожный транспорт Украины. – 2020. - № 3. – С. 10-17.

На примере испытаний стыковых сварных соединений низкоуглеродистой стали Ст.3сп предложен метод расчетной оценки повышения предела выносливости сварных соединений разной толщины по глубине пластически деформированного слоя или канавки, создаваемых технологией высокочастотной механической проковки, с учетом влияния градиента напряжений. Предложена зависимость, позволяющая учитывать влияние градиента напряжений на пределы выносливости не упрочненных стыковых сварных соединений. Выполнены расчеты, позволившие установить глубину пластически деформированного слоя и канавки в стыковых сварных соединениях разной толщины исходя из условия одинакового повышения их пределов выносливости. Показано, что при одинаковом повышении предела выносливости с увеличением толщины сварного соединения глубина упрочненного слоя и канавки должны возрастать. Причем, чем больше предел выносливости, тем большая разница в глубине упрочненного слоя или канавки. Установлены оптимальные значения глубины канавки для разных толщин стыкового соединения. Полученные результаты предлагается рассматривать в качестве экспресс - метода определения предела выносливости упрочненных ВМП сварных соединений разной толщины при отсутствии экспериментальных исследований. При упрочнении сварных металлоконструкций указанных толщин необходимо располагать соответствующим оборудованием, способным обеспечить необходимую глубину канавки.

Ключевые слова: сварное соединение, высокочастотная механическая проковка, предел выносливости, глубина канавки, пластически деформированный слой, градиент напряжений.

УДК 45.040

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-18-25

Особенности проведения входного контроля основных деталей тележек грузовых вагонов в структурных подразделениях АО «Укрзализныця» / Михиенко В.А., Стриленко В.Э., Феногенов А.И. // Железнодорожный транспорт Украины. – 2020. - № 3. – С. 18-25.

В статье приведены анализ особенностей контроля, нормативные требования и практические процедуры проведения на железнодорожных предприятиях входного контроля боковых рам, надрессорной балки и колесных пар двухосной трехэлементной тележки грузового вагона.

Ключевые слова: *грузовой вагон, тележка, входной контроль, боковая рама, надрессорная балка, колёсная пара, визуальный контроль, неразрушающий контроль, учётные формы.*

УДК 625.143.51

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-26-32

Влияние грузонапряженности пути на работоспособность рельсового скрепления типа КПП-5 по данным лабораторных исследований / Моисеенко К.В., Суслов В.М. // Железнодорожный транспорт Украины. – 2020. - № 3. – С. 26-32.

Расходы на содержание пути с промежуточным рельсовым скреплением типа КПП-5 меньше, чем для пути со скреплением типа КБ, но по неизвестным причинам его применение ограничено участками с грузонапряженностью не более чем 60 млн т·км брутто / км в год. На основе лабораторных исследований доказано отсутствие влияния грузонапряженности на работоспособность скрепления типа КПП-5 и предложено отменить ограничения его применения по критерию грузонапряженности.

Ключевые слова: *рельсовое скрепление типа КПП-5, грузонапряженность пути, работоспособность, лабораторные исследования.*

УДК 629.4.015:656.2.08

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-35-42

К определению вероятных причин схода с рельсов грузовых вагонов / Демин Ю. В., Черняк А. Ю. // Железнодорожный транспорт Украины. – 2020. - № 3. – С. 43-50.

Выполнены исследования по совершенствованию методических подходов к определению вероятных причин нарушения условий устойчивости грузовых вагонов от схода с рельсов. С помощью базовой компьютерной модели динамики грузового вагона путем вычислительного эксперимента исследовано влияние на показатели устойчивости от схода с рельсов порожнего полувагона характеристик технического состояния их ходовых частей и пути.

В статье изложены основные положения методики исследования, по которой предусмотрено выполнение анализа вероятных причин схода грузовых вагонов путем проведения серии численных экспериментов с протоколированием хода вычислений и сохранением результатов расчетов. Для интерпретации расчетных данных по оценке влияния каждого

из факторов или их совокупности на возможность сходов применен факторный анализ.

По разработанной процедуре имитационного эксперимента предусмотрено поэтапное выполнение исследования условий схода грузовых вагонов, включающих структуризацию и ранжирование факторов, составление плана эксперимента, вычисление коэффициентов устойчивости от схода колесных пар с рельсов по условию вкатывания гребня колеса на головку рельса и определение степени влияния соответствующих факторов на динамические показатели устойчивости вагонов от схода с рельсов.

Определение вероятных причин схода вагонов осуществлено на основании сканирования пространства параметров. По результатам параметрического исследования выяснено степени влияния на устойчивость движения полувагона характеристик технического состояния ходовых частей и пути. В частности, определено, что наиболее опасным, с точки зрения потери устойчивости порожнего вагона в рельсовой колее, является завышение клиньев гасителей колебаний.

Ключевые слова: *грузовые вагоны, сход с рельсов, компьютерное моделирование, безопасность движения, динамические показатели.*

УДК 629.463.65:004.942

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-43-50

Математическая модель пространственных колебаний четырехосного полувагона на тележках с упругой связью колёсных пар и боковых рам / Мямлин С.С. // Железнодорожный транспорт Украины. – 2020. – № 3. – С. 43-50.

В статье представлено описание математической модели пространственных колебаний четырехосного грузового вагона с учетом особенностей межэлементных связей между колёсными парами и боковыми рамами. Математическая модель представляет из себя систему дифференциальных уравнений 116-ого порядка с применением уравнений Лагранжа второго рода. Особенностью модели является максимальное соответствие физическому объекту с учетом межэлементных связей. Данная математическая модель представляет интерес для исследования пространственных колебаний четырехосных железнодорожных экипажей для различной ширины колеи во всем диапазоне эксплуатационных скоростей движения.

Ключевые слова: *динамика движения вагона, пространственные колебания, математическая модель.*

УДК 629.422.1

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-51-63

Предпосылки создания скоростных обтекаемых паровозов на Луганском паровозостроительном заводе / Рубан Н. Ю. // Железнодорожный транспорт Украины. – 2020. – № 3. – С. 51-63.

В статье предпринята попытка исследовать в хронологическом порядке исторические обстоятельства разработки и построения опытных образцов сверхскоростных обтекаемых паровозов на Луганском (с

ABSTRACTS

1935 г. – Ворошиловградском) паровозостроительном заводе (1936–1938 гг.). На основании комплексного анализа материалов центральных отраслевых периодических изданий железнодорожного транспорта СССР прослежен тогдашний мировой опыт строительства сверхскоростного обтекаемого подвижного состава, принятый отечественными инженерами за основу для советской школы локомотивостроения. Установлено, что за оригинальность конструкции и качество выполнения продукция Луганского (Ворошиловградского) паровозостроительного завода была отмечена Большой золотой медалью и Дипломом на всемирной выставке в Париже в 1938 г. Рассмотрены перспективные проекты сверхскоростных высокоэкономичных обтекаемых локомотивов на паровой тяге разработки конструкторского отдела Ворошиловградского завода. Выяснены ключевые персоналии ведущих конструкторов предприятия и причины упадка дальнейшей разработки ряда перспективных проектов сверхскоростных локомотивов на Ворошиловградском заводе. Исследованы обстоя-

тельства опытной эксплуатации легендарных паровозов ИС 20-16 и 2-3-2В на Донецкой и Южной железных дорогах. Доказано, что исторический опыт становления отечественной научно-производственной базы магистрального паровозостроения требует своего должного осмысления в контексте современных тенденций импорта тягового подвижного состава с попыткой дальнейшей локализации его производства в Украине.

Ключевые слова: Луганский (Ворошиловградский) паровозостроительный завод, промышленность, железнодорожный транспорт, обтекаемость, паровозы серии ИС, паровозы типа 2-3-2.

ABSTRACTS

UDC 629.4.017

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-04-09

Research and determination of safe operating conditions for empty hopper wagons converted from cementcar and mineralcar / S. Kara, V. Povyshysh, P. Prokopenko // Railway Transport of Ukraine. - 2020. - № 3. - pp. 4-9.

An urgent task to ensure traffic safety in the railway transport is to control the dynamic qualities of wagons that are operated beyond the service life set by the manufacturer, especially during the re-equipment and modernization of such wagons. The descent of the car from the rails is one of the most materially costly and dangerous examples of the deterioration of the dynamic qualities of the car.

As part of this work, an analysis of the derailment of cars from rails during 2018-2019 was performed. on the tracks of JSC "Ukrzaliznytsya". As a result of the analysis, it was revealed that cases of derailment of empty 4-axle wagons for bulk cargo converted from cement carriers and mineral carriers were repeatedly recorded.

In order to find out the reasons for the aforementioned wagons to go off the rails and to develop measures to improve their safety, the Research and Development Center of the Ukrzaliznytsya Research and Development and Technological Institute of Railway Transport conducted dynamic trials and simulated the dynamics of wagon model 11-715-01, 19-923-01 in the empty state, a computer model was developed for modeling the dynamics of the movement of cars of models 11-715-01 and 19-923-01 in the empty state.

Summarizing the results of the work established the following:

- dynamics indicators of wagon models 11-715-01 and 19-923-01 in an empty state, with a good technical

condition of wagon and gauge, are within acceptable limits for driving at speeds up to 80 km / h inclusive;

- in case of deviations in the technical condition of the wagon and gauge, the dynamics of the wagon deteriorate to an unacceptable level, while the speed at which an unsatisfactory safety margin is observed when the technical condition of the cars or track is deteriorated is 70 ± 5 km / h, and the deviations in the content the way and in the technical condition of the car reduces the permissible speed to a level at which the margin of wheel stability from the descent reaches a value less than the minimum allowable.

Keywords: wagon-hopper, re-equipment of wagons, derailment stability, running dynamic tests, dynamics modeling.

References

1. Vahony vantazhni. Zahal'ni vymohy do rozrakhunkiv ta proektuvannya novykh i modernizovanykh vahoniv koliyi 1520 mm (nesamokhidnykh) [Freight wagons. General requirements for calculations and design of new and upgraded 1520 mm (non-self-propelled) wagons]. (2014). DSTU 7598-2014. Kyiv: Derzh. standart Ukrayiny [in Ukrainian].
2. Vahony vantazhni. Vymohy do mitsnosti ta dynamichnykh yakostey [Freight cars. Requirements for durability and dynamic qualities]. (2017). Kyiv Nats. standart Ukrayiny [in Ukrainian].
3. Kara S.V. (2018). Pidvyshchennya mitsnosti ta pokrashchennya pokaznykiv dynamiky elementiv khodovoyi chastyny vantazhnykh vahoniv shlyakhom konstruktyvnoho vdoskonalennya [Increasing the strength and improving the performance of the elements of the undercarriage of freight wagons by means of structural improvement]. Candidates thesis. Kyiv [in Ukrainian].

4. Potapenko O.O. (2019). Udoshkonalennya elementiv fryktsiynoho hasynnya kolyvan' v systemi resornoho pidvishuvannya vantazhnykh vahoniv [improvement of elements of friction damping of oscillations in the system of spring suspension of freight cars]: Candidates thesis. Kyiv [in Ukrainian].

5. Blokhyn E.P., Manashkyn L.A. (1982). Dynamyka poezda (nestatsyonarnye prodol'nye kolebaniya) [Train dynamics (non-stationary longitudinal oscillations)]. Moskva : Transport. – 222 s [in Russian].

6. Yu.V. D'omin, R.Yu. D'omin, H.Yu. Chernyak. (2008). Modelyuvannya dynamiky vantazhnoho vahona v avariyniy sytuatsiyi [Modeling the dynamics of a freight wagon in an emergency situation]. Zaliznychnyy transp. Ukrayiny. № 4. 7-9 [in Ukrainian].

7. Chernyak A.Yu. (2010). Komp'yuternaya model' dlya operativnoho opredeleniya veroyatnykh prychyn skhoda s rel'sov hruzovykh vahonov [A computer model for prompt determination of probable causes of freight wagons' departure]. Visnyk Skhidnoukr. nats. un-tu im. V.Dalya : nauk. zhurnal. № 5 (147). - CH. 1. 40-46 [in Ukrainian].

8. Pogorelov D.Yu. (2005) Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software. Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology. 13-58 [in English].

9. Samsonkin V.M., Chernyak H.Yu. (2012). Do otsinky ryzykiv ziydennya rukhomoho skladu z reyok na pidstavi komp'yuternoho modelyuvannya [Towards an assessment of the risks of rolling stock on the basis of computer simulation]. Zaliznychnyy transp. Ukrayiny. № 2. 39-42 [in Ukrainian].

10. Chernyak H.Yu. (2012). Metod vyznachennya znachushchosti faktoriv ryzyku ziydennya rukhomoho skladu z reyok [The method of determining the significance of risk factors for rolling stock from rails]. Visnyk Skhidnoukrayin. natsion. univer. im. V. Dalya : nauk. zhurnal. № 5 (176). CH. 2. 190-194 [in Ukrainian].

11. Chernyak A.Yu. (2003). Modelyrovanye sluchaynykh vozmushchenyy v systeme «rel'sovyy ékypazh-put'» [Random perturbation simulation in the rail crew-path system]. Visnyk Skhidnoukrayins'koho universytetu im. V. Dalya : Tekhn. nauky : ser. Transport 1. № 9 (67). 173-177 [in Ukrainian].

UDC 621.791.052:539.43

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-10-17

Method for calculating the fatigue limit of welded joints of different thicknesses after high-frequency mechanical forging / V. Degtyarev // Railway transport of Ukraine. – 2020. - № 3. – pp. 10-17.

The paper illustrates the procedure of the calculated estimate to increase the endurance limit of the welded joints of different thicknesses via the depth of the plastically deformed layer or groove developed using high-frequency mechanical forging (considering the influence of stress gradient) on the butt-welded joints in low-carbon steel St.3sp. The relation that allows one to consider the stress gradient effect on the endurance limit of the unhardened butt-welded joints is proposed. The calculations are performed, which make it possible to

determine the depth of the plastically deformed layer and groove in the butt-welded joints of different thicknesses based on the condition of equal increase of their endurance limits. It is established that in the equal increase of the endurance limit with the increase of the thickness of the welded joint, the depth of the hardened layer and groove should increase. Moreover, the higher is the endurance limit, the larger the difference in the depth of the hardened layer or groove is. The optimal values of the groove depth for the different thicknesses of the welded joint are determined. The obtained results are proposed to be considered as a rapid method on the determination of the endurance limit of the hardened (mechanically forged) welded joints of different thicknesses without experimental investigations. In the hardening of welded metallic structures with the specified thicknesses, it is required to have the appropriate equipment to ensure the required groove depth.

Keywords: welded joint, high-frequency mechanical forging, endurance limit, groove depth, plastically deformed layer, stress gradient.

References

1. Roy S. Fisher W.J., Yen B.T. (2003) Fatigue resistance of welded details enhanced by ultrasonic impact treatment (UIT). *International Journal of Fatigue*, 2003, no. 25, pp. 1239-1247 [in English].

2. Ting W., Dongpo W., Lixing H., Yufeng Z. (2008) Discussion on fatigue design of welded joints enhanced by ultrasonic peening treatment (UPT). *International Journal of Fatigue*, 2008, no. 4, pp. 1-7 [in English].

3. Zhao X., Wang D., Huo L. (2011) Analysis of the S-N curves of welded joints enhanced by ultrasonic peening treatment. *Materials and Design*, 2011, no. 32, pp. 88-96 [in English].

4. Lobanov L. M., Kiryan B.I., Knish B.B., Prokopenko G.I. (2006) Povishenie soprotivleniya ustalosti svarnykh soedineniyy metallokonstruktsiyy visokochastotnoy mekhanicheskoy prokovkoy: obzor [Improving the fatigue resistance of welded metal structures by high-frequency mechanical forging]. *Avtomaticheskaya svarka [Automatic Welding]*, 2006, no. 9, pp. 3-11 [in Ukrainian].

5. Degtyarev V.A. (2011) Ozenka vliyaniya rezhimov visokochastotnoy mekhanicheskoy prokovki svarnykh soedineniyy na ikh soprotivlenie ustalosti [Assessment of the influence modes of high-frequency mechanical forging of welded joints on their fatigue resistance]. *Problemi prochnosti [Strength of problems]*, 2011, no. 2, pp. 61-70 [in Ukrainian].

6. Degtyarev V.A. (2019) Metodi ozenki povisheniya soprotivleniya ustalosti stikovikh svarnykh soedineniyy nizkouglerodistikh staleiy posle visokochastotnoy mekhanicheskoy prokovki [Methods for assessing the increase in fatigue resistance of butt welded joints of low-carbon steels after high-frequency mechanical forging]. *Avtomaticheskaya svarka [Automatic Welding]*, 2019, no. 2, pp. 43-49 [in Ukrainian].

7. Degtyarev V.A. (2017) Vliyanie visokochastotnoy mekhanicheskoy prokovki stikovikh svarnykh soedineniyy na ostatochnuyu dolgovechnost [The effect of high-frequency mechanical forging of butt welded joints

on residual durability]. *Problemi prochnosti [Strength of problems]*, 2017, no. 6, pp. 122-134 [in Ukrainian].

8. Serensen S.V. (1985) *Ustalost materialov i elementov konstruktsii [Fatigue of materials and structural elements]*. Kiev: Nauk. Dumka, 1985, v. 2, 256 p. [in Ukrainian].

9. Forrest P. (1968) *Ustalost metallov [Metal of fatigue]*. Moscow: Mechanicalengineering, 1968, 296 p. [in Russian].

10. Troschenko V.T. (2010) Ustalost metallov pri neodnorodnom napryazhennom sostoyanii. Soobschenie 1. Metodi ozenki napryazhennogo sostoyaniya I rezultati issledovaniya [Fatigue of metals in an inhomogeneous stress state. Communication 1. Methods for assessing stress and research results]. *Problemi prochnosti [Strength of problems]*, 2010, no. 2, pp. 5-24 [in Ukrainian].

11. Oding I.A. (1962) *Dopuskaemie napryazheniya v mashinostroenii i ziklicheskaya prochnost metallov [Permissible stresses in mechanical engineering and cyclic strength of metals]*. Moscow: Mashgiz, 1962, 260 p. [in Russian].

12. Kheiyvud R.B. (1969) *Proektirovanie s uchetoм ustalosti. Per s angl. [Fatigue-based design. Per. with engl.]*. Moscow: Mechanicalengineering, 1969, 504 p. [in Russian].

13. Makkonen M. (2001) Statistikal size effect in the fatigue limit of steel. *International Journal of Fatigue*, 23, 2001, no. 5, pp. 395-402 [in English].

14. Prokopenko G.I., Kleyman Y.I., Kozlov O.V. (2002) Pat. 47536. Ukraina. Pristriy dlya ultrazvukovoi udarnoi obrobki metaliv [Ukraine. Device for ultrasonic shock treatment of metal]. Opubl. 15.07.2002, Byul. no. 7 [in Ukrainian].

15. Degtyarev V.A. (1982) Ustanovki tipa DSO dlya ispitaniiy na ustalost pri povtornom udarnom nagrauzhenii s razlichnoiy asimmetriey zikla [Installations of the DSO type for fatigue tests under repeated shock loading with various cycle asymmetries]. *Problemi prochnosti [Strength of problems]*, 1982, no. 10, pp. 110-113 [in Ukrainian].

16. Trufiyakov V. I. (1973) *Ustalost svarnikh soedineniiy [Fatigue of welded joints]*. Kiev: Nauk. Dumka, 1973, 213 p. [in Ukrainian].

17. Kudryavzev I.V., Naumchenkov N.E. (1976) *Ustalost svarnikh konstruktsiiy [Fatigue konstruktsiiy of welded structures]*. Moscow: Mechanicalengineering, 1976, 271 p. [in Russian].

18. Kudryavzev I.V., Saverin M.M., Ryabchenkov A.V. (1949) *Metodi poverkhnostnogo uprochneniya detaleiy mashin [Surface hardening methods for machine parts]*. Moscow: Mashgiz, 1949, 222 p. [in Russian].

19. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shneyderovich R.M. (1975) *Nesuschaya sposobnost i rascheti detaleiy mashin na prochnost [Bearing capacity and strength calculations of machine parts]*. Moscow: Mechanicalengineering, 1975, 488 p. [in Russian].

UDC 45.040

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-18-25

Peculiarities of input control of main parts of freight carts in structural subdivisions of JSC "Ukrzaliznytsia" / V. Mikhienko, V. Strilenko, A. Fenogenov // Railway transport of Ukraine. – 2020. - № 3. – pp. 18-25.

The article presents normative requirements and practical procedures for conducting entrance control of side frames, overhead spring beam and wheel pairs of a three-element freight carriage at railway enterprises.

Keywords: freight car, trolley, entrance control, side frame, oversprung beam, wheel pair, visual control, non-destructive testing, registration forms.

References

1 GOST 9246-70 Telezhky dvukhosnye hruzovykh vahonov mahystral'nykh zheleznykh doroh koley 1524 mm. Osnovnye parametry, razmery y tekhnicheskyye trebovaniya [Two-axle bogies for freight cars of 1524 mm track gauge main railways. Main parameters, dimensions and technical requirements] – M.: 1971 – 6 p. [in Russian].

2 GOST 9246-79 Telezhky dvukhosnye hruzovykh vahonov mahystral'nykh zheleznykh doroh koley 1520 (1524) mm. Tekhnicheskyye usloviya [Two-axle bogies for freight cars of 1520 (1524) mm track gauge main railways. Specifications] – M.: 1981 – 6 p. [in Russian].

3 OST 32.183-2001 Telezhky dvukhosnye hruzovykh vahonov koley 1520 mm. Detaly lytye. Rama bokovaya y balka nadressornaia. Tekhnicheskyye usloviya [Two-axle bogies for freight cars of 1520 mm gauge. Cast parts. Side frame and bolster beam. Specifications] – M.: 2002 – 21 p. [in Russian].

4 GOST 24297-87 Vkhodnoy kontrol' produktsyy. Osnovnye polozheniya [Incoming control of products. Basic Provisions] – M.: 1987 – 7 p. [in Russian].

5 GOST 32400-2013 Rama bokovaya y balka nadressornaia lytye telezhke zheleznodorozhnykh hruzovykh vahonov. Tekhnicheskyye usloviya [Side frame and bolster cast bogies of railway freight cars. Specifications] – M.: 2014 – 50 p. [in Russian].

6 RD VNYYZhT 27.05.01-2017 Rukovodiaschyj dokument po remontu y tekhnicheskomu obsluzhivaniyu kolesnykh par s buksovyimi uzlamy hruzovykh vahonov mahystral'nykh zheleznykh doroh koley 1520 (1524) mm [Guidance document for the repair and maintenance of wheelsets with axleboxes for freight cars of 1520 (1524) mm track gauge main railways] – M.: 2018 – 242 p. [in Russian].

7 DSTU GOST 4835:2008 Kolisni pary vahoniv mahystral'nykh zaliznyts' kolii 1520 mm. Tekhnichni umovy [Wheelsets of cars of the main railways of a track of 1520 mm. Specifications] (HOST 4835-2006, IDT): - [Chynnyy vid 2009-07-01] DP «UkrNDNC», 2008. – 14 p. [in Ukrainian].

8 TI 055 RKP Tekhnolohichna instruktsiia. Kontrol' vibrodiagnostychnykh pidshypnykh buksovykh vuzliv kolisnykh par vantazhnykh vahoniv [Technological instruction. Vibrodiagnostic control of bearings of axle units of wheel pairs of freight cars] - M.: 2010 – 24 p. [in Ukrainian].

9 STP 04-018:2018 Komplekt dokumentiv na tekhnolohichnyj protses vkhidnoho kontroliu vidpovidal'nykh detalej ta vuzliv vantazhnykh vahoniv [A set of documents for the technological process of input control of responsible parts and components of freight cars] - K.: 2018-225 p. [in Ukrainian].

10 TsV-0118 Instruksyia z nerujnivnoho kontroliu detalej ta vuzliv vahoniv mahnitoproshkovym, vykhorostumovym ta ferozondovym metodamy ta z vyprovuvannia na roztiahannia [Instruction on non-destructive testing of parts and assemblies of wagons by magnetic powder, eddy current and ferrosone methods and on tensile testing]. - K.: Ukrzaliznytsia, 2009. - 278 p. [in Ukrainian].

11 TsV-0126 Oblikovy ta zvitni formy po vahonnomu hospodarstvu [Accounting and reporting forms for wagon economy] K.: Ukrzaliznytsia, 2011. - 30 p. [in Ukrainian].

12 GOST 32699-2014 Rama bokovaia y balka nadressornaia lytye trekhelementnykh dvukhosnykh telezhek hruzovykh vahonov zheleznykh doroh koley 1520 mm. Metody nerazrushaiusheho kontroliia [Side frame and bolster cast three-piece biaxial bogies for freight cars of 1520 mm track gauge railways. Non-destructive testing methods] - M.: 2002 -9 p. [in Russian].

13 GOST 24297-2013 Veryfykatsyia zakuplennoj produktsyy. Orhanyzatsyia provedeniia y metody kontroliia [Verification of purchased products. Organization and control methods] - M.: 2002 -12 p. [in Russian].

UDC 625.143.51

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-26-32

Influence of density of freight traffic on serviceability of fastening of type KPP-5 according to laboratory researches / K. Moyseyenko, V. Suslov // Railway Transport of Ukraine. - 2020. - № 3. - pp. 26-32.

The cost of maintaining a track with an intermediate rail fastening of type KPP-5 is less than for a track with a fastening of type KB, but for unknown reasons, its use is limited to sections with a density of freight traffic of not more than 60 million tons · km gross / km per year. On the basis of laboratory researches, the absence of the influence of density of freight traffic on the fastening of type KPP-5 fastening was proved, and it was proposed to lift restrictions on its use according to the density of freight traffic criterion.

Keywords: fastening of type KPP-5, density of freight traffic, serviceability, laboratory researches

References

1. Kostiuk M.D., Danilenko E.I., Taranenko S.D., Mykytin Ya.I. (2009), Verkhni budovi kolii – suchasni konstruktsii ta tekhnolohii [The upper structure of the track - modern designs and technologies], Zaliznychnyi transport Ukrainy [Railway transport of Ukraine], no. 3, pp. 36-38 [in Ukrainian].

2. Instruksyia z ukladannia ta utrymannia reikovo kolii z reikamy typu R65, UIC60 i pruzhnym promizhnym skriplenniam typu KPP-5 ta vysokomitsnymy izoliuiuchymy stykamy: TsP-0276 [Instructions for laying and maintaining the rail track

with rails type R65, UIC60 and elastic intermediate fastening type KPP-5 and high-strength insulating joints] (2012). – Zatv. nakazom Ukrzaliznytsi vid 21.06.2012 r. № 227-Ts. – Kyiv : TOV «NVP Polihrafservis», 72 p. [in Ukrainian].

3. Moyseyenko K.V., Suslov V.M., Taturevych A.A. (2017), Obgruntuvannia neobkhdnosti skasuvannia obmezhenia zastosuvannia skriplennia typu KPP-5 za kryteriiem vantazhonapruzhenosti [Substantiation of necessity of cancellation of restriction of application of fastening of type KPP-5 by criterion of density of freight traffic], Zaliznychnyi transport Ukrainy [Railway transport of Ukraine], no. 2, pp. 55-64 [in Ukrainian].

4. Danilenko E.I., Karpinskiy S.L., Molchanov V.M. (2018), Pozdovzhnia stiikist reikovykh plitei R65 pry skriplenniakh bezpidkladkovoho (KPP-5, KPP-1) ta pidkladkovoho typu (KB) [Longitudinal stability continuously welded rail P65 at rail fastenings non-lining (KPP-5, KPP-1) and lining type (KB)], Zaliznychnyi transport Ukrainy [Railway transport of Ukraine], no. 1, pp. 12-20 [in Ukrainian].

5. Skriplennia reikove promizhne zaliznychnoi kolii. Vymohy shchodo bezpeky ta metody kontroliuvannia: DSTU HOST 32698:2016 (HOST 32698-2014, IDT) [Rail fastening. Safety requirements and methods of control] (2016). – [chynnyi vid 2016-10-01]. – Kyiv : Derzhspozhyvstandart Ukrainy, 13 p. [in Ukrainian].

6. Skriplennia promizhni pruzhni typu KPP 5. Tekhnichni umovy: TU U 30.2-13820029-118:2018 [Fastening intermediate elastic of type KPP-5. Specifications] (2018). – [chynnyi vid 2018-12-29]. – Dnipro: b/v, 46 p. [in Ukrainian].

7. Demchenko S.M., Taturevych A.A. (2018), Tekhnichni vymohy do bezpidkladkovykh ankernykh pruzhnykh promizhnykh skriplen [Technical requirements for liningless anchor elastic intermediate fastenings], Zaliznychnyi transport Ukrainy [Railway transport of Ukraine], no. 3, pp. 22-29 [in Ukrainian].

8. Prokladky pidreikovi typu PRP dlia reiok typu R65, UIC60 ta R50 z promizhnymy pruzhnymy skriplenniamy. Tekhnichni umovy: TU U 35.2-30268559-080:2007 [Under-rail pad of type PRP for rails of type P65, UIC60 and P50 with intermediate elastic fastenings. Specifications] (2007). – [chynnyi vid 2007-09-06]. – Dnipropetrovsk : b/v, 43 p. [in Ukrainian].

9. Prokladky pidreikovi typu PRP dlia reiok typiv R65, UIC60 ta R50 z promizhnymy pruzhnymy skriplenniamy. Tekhnichni umovy: TU U 30.2-13820029-080:2018 [Under-rail pad of type PRP for rails of type P65, UIC60 and P50 with intermediate elastic fastenings. Specifications] (2018). – [chynnyi vid 2019-01-31]. – Dnipro : b/v, 45 p. [in Ukrainian].

10. Tekhnichni vkazivky po ulashtuvanniu, ukladanniu, remontu i utrymanniu bezstykovo kolii na zaliznytsiakh Ukrainy: TsP-0266 [Technical instructions on the arrangement, laying, repair and maintenance of a jointless track on the railways of Ukraine] (2012). – Zatv. nakazom Ukrzaliznytsi vid 01.02.2012 r. № 033-Ts. – Kyiv : TOV «NVP Polihrafservis», 150 p. [in Ukrainian].

11. Polozhennia pro provedennia planovozapobizhnykh remontno-koliinykh robiv na zaliznytsiakh Ukrainy: TsP-0287 [Regulations on conducting planned and preventive repair and track works on the railways of Ukraine] (2015). – Zatv. nakazom Ukrzaliznytsi vid 03.11.2014 r. № 470-TsZ/od. – Kyiv : TOV «Devalta», 45 p. [in Ukrainian].

UDC 629.4.015:656.2.08

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-35-42

To the definition of the probable causes of derailment of freight cars / Yu. Domin, G. Cherniak // Railway transport of Ukraine. – 2020. - № 3. – pp. 35-42.

Studies have been carried out to improve methodological approaches to determining the probable causes of violation of stability conditions for freight cars from derailment. Using a basic computer model of the dynamics of a freight car the influence of the characteristics of the technical condition of running gear and track on the resistance to derailment of an empty gondola car was investigated by a computational experiment.

The article outlines the main provisions of the study methodology, which provides for the implementation of the analysis of the probable causes of derailment of freight cars through a series of numerical experiments with a logging speed of computation and saving the results of calculations. To interpret the calculated data on the assessment of the influence of each of the factors or their combination on the possibility of derailment applied factor analysis.

According to the developed procedure, a simulation experiment provides for a phased implementation of the study conditions of derailment of freight cars, including structuring and ranking factors, planning of the experiment, the calculation of the coefficients of stability from the derailment of wheelsets provided the racking wheel flange on the rail head and determine the degree of influence of the relevant factors on the dynamic stability of cars from derailment.

The determination of the probable causes of derailment carried out on the basis of scan of the parameter space. According to the results of a parametric study clarified the degree of influence on the stability of the gondola car of the characteristics of the technical condition of the running gear and track. Comparative analysis of the obtained results carried out on the combined indicator of the strength from the derailment of the gondola rails, which is calculated as the lower of the minimum values of the coefficients of the stability margin against derailment each wheelset. In particular, it is determined that the most dangerous from the point of view of stability loss of an empty railcar in transit is overstating the wedges vibration absorbers.

The procedure of playback by computer simulation of the situation with the gathering of wagon from rails provides the ability to identify the most probable causes of derailment. This approach will allow deepening the search the investigation of causes of accidents and will increase confidence in the projected assessments dynamic indicators of traffic safety of trains.

Keywords: freight cars, derailments, computer modeling, traffic safety, dynamic performance.

References

1. Domin R. Mechanical Safety of Railway Vehicles / Domin R. – Beau Bassin : LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017. – 133 p. - ISBN 978-620-2-19965-0. [in English].

2. Galiev I.I. Konkurentosposobnost' rossiyskikh zheleznykh dorog, yeye svyaz' s dinamicheskimi svoystvami shassi gruzovogo vagona i puti ikh sovershenstvovaniya [Competitiveness of the Russian railways, its relationship with the dynamic properties of the chassis of a freight car and ways to improve them] / I. I. Galiyev V.A. Nekhayev A.A. Nikolayev // Tekhnika zheleznykh dorog. - 2011. - № 3 (15). – S. 46-54. [in Russian].

3. Domin Yu. Dynamika porozhn'oho vahona i bezpeka rukhu poyizda [Dynamics of an empty car and safety of train movement] / Yu. Domin, H. Chernyak // Zaliznychnyy transp. Ukrayiny. – 2007. – №3. – S. 50–52. [in Ukrainian].

4. Iwnicki S. Dynamics of railway freight vehicles / S. Iwnicki, S. Stichel, A. Orlova, M. Hecht // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility – 2015. – №53(7). – P. 1-39. [in English].

5. Chudzikiewicz A. The influence of wheel and rail rolling surfaces wear on railway vehicle dynamics / A. Chudzikiewicz, J. Droździel, B. Sowiński // Proc. of CSME Forum, 2004. The University of Western Ontario, Canada, June 1-4, 2004. – P. 945-954. [in English].

6. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology. – 2005. – P. 13-58. [in English].

7. Kardas-Cinal E. Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety / E.Kardas-Cinal // Archives of Transport. – 2013. – Vol. 31, Iss. 3. – P. 37-45. [in English].

8. Molatefi H. On the investigation of wheel flange climb derailment. Mechanism and methods to control it / H. Molatefi, A. Mazraeh // Journal of Theoretical and Applied Mechanics. – 2016. – Vol. 54, Iss. 2. – P. 541-550. [in English].

9. Malcolm C. Design of passive vehicle suspensions for maximal least damping ratio / C. Malcolm // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility – 2016. – №54(5). – P. 568-584. [in English].

10. Domin R. Estimation of Stability of Flat Cars with Various Types of Running Gear against Derailment / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak // Problemy kolejnictwa. Warszawa, 2019. – Tom 63, Zeszyt 185. – P. 119-124. [in English].

11. Cherniak A. Operational Definition of the Possible Causes of the Derailment of Freight Cars / A. Cherniak // Prace naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport. – 2013. – Z. 96. – P.109-116. [in English].

12. Normy dlya rascheta i proyektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhod-

nykh) [Standards for the calculation and design of railroad cars of the Ministry of Railways of 1520 mm gauge (non-self-propelled)]. – M.: GosNII-VNIIZHT, 1996. – 154 s. [in Russian].

13. Adler Yu. Planirovaniye eksperimenta pri poiske optimal'nykh usloviy [Planning an experiment in the search for optimal conditions] / Yu. Adler, E. Markova, Yu. Granovsky. – M.: Nauka, 1971. – 279 p. [in Russian].

14. Instruktsiya z ulashtuvannya ta utrymannya koliiy zaliznyts' Ukrayiny TSP-0269 [Instruction on arrangement and maintenance of the railway track of Ukraine CP-0269]. – K.: Min. infrastruktury Ukrainy, Ukrzaliznytsya. – 2012. – 456 s. [in Ukrainian].

UDC 629.463.65:004.942

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-43-50

Mathematical model of spatial vibrations of a four-axle gondola car on bogies with elastic coupling of wheelsets and side frames / S. Myamlin // Railway Transport of Ukraine. - 2020. - № 3. - pp. 43-50.

The article presents a description of the mathematical model of spatial vibrations of a four-axle freight car taking into account the peculiarities of inter-element connections between wheelsets and side frames. The mathematical model is a system of differential equations of the 116th order using Lagrange equations of the second kind. A feature of the model is the maximum accordance to a physical object, taking into account inter-element connections. This mathematical model is interest for studying the spatial vibrations of four-axle railway vehicles for different track gauges in the entire range of operating speeds.

Keywords: *dynamics of the railway car movement, spatial oscillations, mathematical model.*

References

1. Lazaryan V. A. Dinamika vagonov [Dynamics of wagons]. Moskva, Transport, 1964, 256 p. [in Russian].
2. Lazaryan V. A. Ustojchivost dvizheniya relsovyh ekipazhej [Stability of movement of rail cars]. V. A. Lazaryan, L. A. Dlugach, M. L. Korotenko. – Kiev: Naukova dumka, 1972. – 193 p. [in Russian].
3. Ushkalov V. F. Statisticheskaya dinamika relsovyh ekipazhej [Statistical dynamics of rail cars]. V. F. Ushkalov, L. M. Reznikov, S. F. Redko. – Kiev : Naukova dumka, 1982. – 359 p. [in Russian].
4. Lazaryan V. A. Ustojchivost dvizheniya zheleznodorozhnyh ekipazhej s dvojnym resornym podveshivaniem [Stability of movement of railway vehicles with double spring suspension] / V. A. Lazaryan, M. L. Korotenko, V. D. Danovich // Nauch.tr. DIIT. – Dnepropetrovsk: DIIT. – 1966. – Vol.59. – pp.45-51 [in Russian].
5. Danovich V. D. Prostranstvennye kolebaniya vagonov na inercionnom puti [Spatial vibrations of cars on the inertial track]. Dis... dokt. tehn. nauk: 05.22.07 / Viktor Danilovich Danovich. – Dnepropetrovsk, 1981. – 465 p. [in Russian].
6. Blohin E. P. Matematicheskaya model prostranstvennyh kolebanij chetyrehosnogo relsovogo ekipazha [Mathematical model of spatial vibrations of a four-axle rail vehicle]. E. P. Blohin, V. D. Danovich, N. I.

Morozov; Dnepropetrovskij institut inzhenerov zheleznodorozhnogo transporta. – Dnepropetrovsk, 1986. – 39 p. – Rus. – Dep. v CNIITEI MPS 29.09.86, №7252 zh.d. [in Russian].

7. Korotenko M. L. Differencialnye uravneniya prostranstvennyh kolebanij chetyrehosnogo vagona s uchetom konechnoj zhestkosti kuzova i inercionnyh svojstv osnovaniya [Differential equations of spatial vibrations of a four-axle car taking into account the finite rigidity of the body and inertial properties of the base] M. L. Korotenko, V. D. Danovich // Problemy mehaniki nazemnogo transporta: Mezhvuz. sb. nauch. tr. – Dnepropetrovsk: DIIT. – 1973. – Vol. 199/25. – pp. 3–13 [in Russian].

8. Matematicheskoe modelirovanie kolebanij relsovyh transportnyh sredstv [Mathematical modeling of vibrations of rail vehicles] A. I. Zaleskij [i dr.]; pod red. V. F. Ushkalova. – K.: Nauk. dumka, 1989. – 240 p. – (AN USSR, In-t tehn. mehaniki) [in Russian].

9. Verigo M. F. Vzaimodejstvie puti i podvizhnogo sostava [Interaction of track and rolling stock] M. F. Verigo, A. Ya. Kogan. – Moskva: Transport, 1986. – 560 p. [in Russian].

10. Garg V. K., Dukipati R. V. Dinamika podvizhnogo sostava [Rolling stock dynamics] Per. ang. Pod red. N.A. Pankina. – Moskva: Transport, 1988, 391 p. [in Russian].

11. Boronenko Yu. P. Razrabotka novyh metodov izmereniya vertikalnyh sil, dejstvuyushih na bokovuyu ramu telezhki ot kolesnoj pary pri dvizhenii vagona [Development of new methods for measuring the vertical forces acting on the side frame of the bogie from the wheelset when the car is moving] Yu. P. Boronenko, R. V. Rahimov, A. V. Belyankin // Izvestiya Peterburgskogo universiteta putej soobsheniya. – 2020. №1. – Vol. 17.– pp.7-22 [in Russian].

12. Carter F. W. On the Stability of Running of Locomotives // Proc. Royal Soc. – Vol. 121, ser. A. – 1928. – pp. 585–611 [in English].

13. Prihodko V. I. Modelirovanie dinamicheskogo vzaimodejstviya kuzova passazhirskogo vagona i telezhki [Modeling the dynamic interaction of a passenger car body and bogies] V. I. Prihodko, S. V. Myamlin // Vestnik Dnepropetrovskogo nacionalnogo universiteta zheleznodorozhnogo transporta. – 2008. –Vol. 20. – pp. 7-12 [in Russian].

14. Degtyareva L. N. Matematicheskoe opisanie silovogo vzaimodejstviya kolyos i relsov [Mathematical description of the force interaction of wheels and rails] L. N. Degtyareva, Yu. I. Osenin, S. V. Myamlin // Vestnik Dnepropetrovskogo nacionalnogo universiteta zheleznodorozhnogo transporta. – 2009. – Vol. 28. – pp. 21-24 [in Russian].

15. Obektno-orientirovannaya matematicheskaya model prostranstvennyh kolebanij relsovyh ekipazhej [Object-oriented mathematical model of spatial vibrations of rail vehicles] S. V. Myamlin, A. N. Pshinko, E. A. Pismennyj, V. I. Prihodko // Vestnik Dnepropetrovskogo nacionalnogo universiteta zheleznodorozhnogo transporta. – 2005. – Vol. 7. – pp. 87-90 [in Russian].

16. Manashkin L. A. Ocenka sily udarnogo vzai-moedjstviya koleasa i relsa na styke dvuh relsov [Assessment of the impact force of the wheel and rail at the junction of two rails] L. A. Manashkin, S. V. Myamlin, V. I. Prihodko // Vestnik Dnepropetrovskogo nacional-nogo universiteta zhelezнодорожного транспорта. – 2008. – Vol. 22. – pp. 36-39 [in Russian].

17. Myamlin S. V. Teoreticheskie osnovy oprede-leniya racionalnyh parametrov slozhnyh mehanicheskikh sistem [Theoretical foundations for determining the rational parameters of complex mechanical systems] S. V. Myamlin, V. I. Prihodko // Vestnik Dnepropetrovskogo nacionalnogo universiteta zhelezнодорожного транспор-та. – 2007. – Vol. 16. – pp. 85-89 [in Russian].

18. Manashkin L. A. To the question of modeling of wheels and rails wear processes / L. A. Manashkin, S. V. Myamlin // Nauka i progress transporta. Vestnik Dne-propetrovskogo nacionalnogo universiteta zhelezнодорожного транспорта. – 2013. – №3 (45). – pp. 119-124 [in English].

19. Vinokurov M. V. Issledovanie kolebanij i ustojchivosti vagonov [Study of vibrations and stability of cars] M. V. Vinokurov // Sb. nauch. Tr. DIITa, v. XII, Dnepropetrovsk, 1940. – 292 p. [in Russian].

20. Myamlin S. Characteristics of 3-D modelling of railway vehicle dynamics / Sergey Myamlin // Transbal-tica 2009 Proceedings of the 6th international scientific conference 22.04 – 23.04.2009 / Vilnius Gediminas Technical University, Lithuania [in English].

21. Kebal I. Yu. Perspektivnye razrabotki uz-kokolejnogo podvizhnogo sostava / I. Yu. Kebal, S. S. Myamlin [Advanced development of narrow gauge roll-ing stock] Problemi ta perspektivi rozvitku zaliznich-nogo transportu: tezi dop. 76 Mizhnar. nauk.-prakt. konf. – Dnipropetrovsk: DIIT. – 2016. – pp. 50-51 [in Ukrain-ian].

UDC 629.422.1

DOI: 10.34029/2311-4061-2020-136-3-51-63

Prerequisites for the creation of high-speed streamlined locomotives at the Luhansk Steam Locomotive Plant / M. Ruban // Railway transport of Ukraine. – 2020. – № 3. – pp. 51-63.

The article attempts to investigate in chronological order the historical circumstances of the development and construction of prototypes of high-speed streamlined locomotives at the Luhansk (since 1935 – Voroshi-lovhrad) steam locomotive plant (1936-1938). Based on a comprehensive analysis of the materials of the central branch periodicals of the USSR railway transport, those days world experience of high-speed streamlined rolling stock construction, adopted by domestic engineers as a basis for the Soviet locomotive building school, is traced. It is established that for the originality of the construction and the quality of work the products of the Luhansk (Voroshilovhrad) steam locomotive plant was awarded the Grand Gold Medal and the Diploma at the world exhibition in Paris in 1938. Promising projects of high-speed high-efficiency streamlined locomotives on steam traction developed by the design department of the Voroshilovhrad plant are considered. The key personali-

ties of the leading designers of the enterprise and the reasons for the decline of further development of some promising projects of high-speed steam locomotives at the Voroshilovhrad plant are clarified. The circumstanc-es of experimental operation of the legendary locomotives IS 20-16 and 2-3-2V on the Donetsk and Southern railways are investigated. It is proved that the historical experience of the formation of the domestic research and production base of the main steam locomotive industry needs its proper understanding in the context of current trends in the import of traction rolling stock with an attempt to further localize its production in Ukraine.

Keywords: *Luhansk (Voroshilovhrad) Steam Loco-motive Plant, industry, railway transport, streamlining, IS series locomotives, steam locomotives of type 2-3-2.*

References

1. Klymov A. (2010). Prodovalche zabezpechennia robitnykiv promyslovosti Donbasu u 1928 – 1935 rr. [Provisions supply of Donbas industrial workers in 1928–1935]. *Krayeznavstvo [Local History]*, 1–2, 225-232. [in Ukrainian].

2. Pravdin L. (1936, June 18). Vtoroi v mire. [The second in the world]. *Voroshilovgradskaya pravda [Vo-roshilovgrad Truth]*, 139. [in Russian].

3. Bernshtein A. (2003). *Obtekaemye parovozy mira. Bor'ba s vetrom. [The streamlined locomotives of the world. A fight against the wind]*. Moscow: Zhelezнодорожное дело. [in Russian].

4. Rakov V. A. (1995) *Lokomotivy otechestvennykh zheleznykh dorog (1845–1955 gg.) [Locomotives of do-mestic railways (1845 – 1955)]*. Moscow: Transport. [in Russian].

5. Struzhentsov I. M. (1937). *Konstruktsii parovozov [Locomotive designs]*. Moscow: Transzheldorizdat. [in Russian].

6. Vasil'ev I. P. (2018). Istoriya sozdaniya i gibeli aerovagona Abakovskogo V. I. [The history of the crea-tion and destruction of V.I. Abakovsky's aerowagon]. *Istoriya i perspektivy razvitiya transporta na Severe Rossii. [The history of and prospects for transport de-velopment in the north of Russia]*. (O. M. Eparkhin, N. I. Kholodkova, A. V. Zharov, Ed.) Yaroslavl: Branch of the Federal State Budget Educational Institution of Higher Education Emperor Alexander I St. Petersburg state transport university in Yaroslavl, 1, 31–35. [in Russian].

7. Aerovagon Abakovskogo. [Aerowagen of Abakov-sky]. (nd). Retrieved August 4, 2020 from the Wiki-media Commons: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:%D0%90%D1%8D%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D0%B3%D0%BE%D0%BD_%D0%90%D0%B1%D0%B0%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D1%81%D0%BA%D0%BE%D0%B3%D0%BE.jpg?uselang=ru [in Russian].

8. Barkovskov B. V., Tiunchik M. N., Shibaev D. B. (2014). *Parovozy. Seriya IS Iosif Stalin. [Locomotives. IS Joseph Stalin series]*. Moscow. [in Russian].

9. Rogov L. (1935, March 16). O sverkhskorostnykh poezdakh i sverkhskorostnykh suzheniyakh. [On the high-speed trains and high-speed judgments]. *Gudok [Hooter]*, 56 (4502). [in Russian].

10. «Fliegender Hamburger», DRG 778. (nd). Retrieved August 4, 2020 from the Wikimedia Commons: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/33/Bundesarchiv_Bild_102-14151%2C_%22Fliegender_Hamburger%22%2C_DRG_778.jpg
11. Transport za rubezhom. [Transport abroad]. (1935, February 15). *Gudok [Hooter]*, 38 (4478). [in Russian].
12. Levental' Ya. (1936, January 10). Problema skorosti i obtekaemye parovozy. [The speed problem and streamlined locomotives]. *Gudok [Hooter]*, 8 (4749). [in Russian].
13. Parovoz obtekaemoi formy. [Streamlined locomotive]. (1936, January 4). *Gudok [Hooter]*, 4 (4444). [in Russian].
14. Rekordnye skorosti na germanskikh dorogakh. [Record speeds on German roads]. (1936, March 30). *Gudok [Hooter]*, 74 (4815). [in Russian].
15. 4-6-4 «Hudson» Locomotives. (nd). Retrieved August 4, 2020 from: <https://www.american-rails.com/images/561009871heyc18856gs8756.jpg>.
16. Borsig BR05: nepriznanniy rekord krasnoi rakety. [Borsig BR05: unrecognized red rocket record]. (nd). Retrieved August 4, 2020 from: <https://www.techfiles.ru/trains/borsig-br05-red-rocket-speed-record/> [in Russian].
17. Transport za rubezhom. [Transport abroad]. (1935, February 4). *Gudok [Hooter]*, 28 (4769). [in Russian].
18. Naporko A. G. (1957). *Zheleznodorozhnyi transport SSSR v dokumentakh Kommunisticheskoi partii i Sovetskogo pravitel'stva. 1917–1957 gg.* [The railway transport of the USSR in the documents of the Communist Party and the Soviet government 1917–1957]. Moscow: Transzheldorizdat. [in Russian]
19. Buyanov A. F. (2005). *Tvortsy novoi tekhniki* [The creators of new equipment]. Lugansk: Knyzhkovyy svit. [in Russian].
20. Boravskaya E. N., Shapilov E. D. (2001). Razvitiye zheleznodorozhnogo transporta i skorostnoye dvizheniye poezdov v sovetskii period (1918–1990) [The development of railway transport and high-speed train operation during the Soviet period (1918–1990)]. In: *Skorostnoi i vysokoskorostnoi zheleznodorozhnyi transport [High-Speed and Very High-Speed Rail Transport]*. (V. I. Kovalev Ed.). SPb: GIIPP «Iskusstvo Rossii», 1, 46–47. [in Russian].
21. Pervyi parovoz «IS» obtekaemoi formy – k VIII s`ezdu Sovetov. [The first streamlined locomotive “IS” on the occasion of the 8th Congress of Soviets]. (1936, September 29). *Voroshilovgradskaya pravda [Voroshilovgrad Truth]*, 212 (6371). [in Russian].
22. Parovoz IS-20-16. [Steam locomotive IS-20-16]. (nd). Retrieved August 4, 2020 from the Wikimedia Commons: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:%D0%9F%D0%B0%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B7_%D0%98%D0%A120-16_1937.jpg [in Russian].
23. Obtekaemyi «IS» proshel inspektorskuyu obkatku [The streamlined “IS” was run-in by the inspection]. (1937, February 18). *Oktyabr'skii gudok [October Hooter]*, 40 (1850). [in Russian].
24. Segodnya obtekaemyi parovoz «IS» idet na ispytaniya [The streamlined locomotive “IS” is being tested today]. (1937, March 17). *Oktyabr'skii gudok [October Hooter]*, 62 (1872). [in Russian].
25. 150 kilometrov v chas. Ispytaniya obtekaemogo parovoza «IS» [150 kilometers per hour. The tests of the streamlined locomotive “IS”]. (1937, March 20). *Oktyabr'skii gudok [October Hooter]*, 64 (1874). [in Russian].
26. Raschety konstruktorov opravdalis' [The calculations of the designers came true]. (1937, March 21). *Oktyabr'skii gudok [October Hooter]*, 65 (1875). [in Russian].
27. Bograd S. (1938, April 5). Sovetskii sverkh-skorostnoi lokomotiv «2-3-2» [The Soviet super-speed locomotive “2-3-2”]. *Magistral' uglya [Coal Mainline]*, 77 (175). [in Russian].
28. Parovozy 2–3–2V, 2–3–2K, 23–001, 556.0. [Steam locomotives 2-3-2B, 2-3-2K, 23-001, 556.0]. (Jun 8, 2017). Retrieved August 4, 2020 from: <https://medium.com/the-parovoz/locomotive-2-3-2b-23-001-556-0-3ec181b692e3#:~:text=%D0%9F%D0%B0%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B7%20%D0%92%20%D0%9B%D1%8C%D0%B2%D0%BE%D0%B2%D0%B0> [in Russian].
29. L'vov D. (1938, January 25). Parovoz 2-3-2 [Locomotive 2-3-2]. *Oktyabr'skii gudok [October Hooter]*, 134 (2106). [in Russian].
30. Zhdanov G. V. (1938, April 21). Konstruktivnye osobennosti parovoza 2-3-2 [The design features of the locomotive 2-3-2]. *Oktyabr'skii gudok [October Hooter]*, 91 (2178). [in Russian].
31. V SSSR byl svoy Stimlayner, parovoz 2-3-2V. [The USSR had its own Stimliner, a steam locomotive 2-3-2V.]. (nd). Retrieved August 4, 2020 from the Pika-bu.ru: https://cs9.pikabu.ru/post_img/big/2019/10/07/5/1570433749160864756.jpg [in Russian].
32. Zhdanov G. V. (1938, May 1). Novaya pobeda [A new victory]. *Voroshilovgradskaya pravda [Voroshilovgrad Truth]*, 100 (6858). [in Russian].
33. Kuvshinov N. (1938, April 27.). Segodnya parovoz 2-3-2 idet v obkatku [Today the locomotive 2-3-2 will be run-in]. *Oktyabr'skii gudok [October Hooter]*, 96 (2183). [in Russian].
34. Parovoz 2-3-2 proshel obkatku. [The locomotive 2-3-2 has been run-in]. (1938, April 29). *Oktyabr'skii gudok [October Hooter]*, 134 (232). [in Russian].
35. Pochemu sorvali grafik okraski parovoza 2-3-2. [Why the schedule for coloring the locomotive 2-3-2 was disrupted]. (1938, May 18). *Voroshilovgradskaya pravda [Voroshilovgrad Truth]*, 113 (6871). [in Russian].
36. Obkatka bandazhei parovoza «2-3-2». [The running-in of the bandages of the locomotive “2-3-2”]. (1938, June 15). *Magistral' uglya [Coal Mainline]*, 77 (175). [in Russian].
37. Itogi pervoi poezdki parovoza 2-3-2. [The results of the first trip of the locomotive 2-3-2]. (1938, May

ABSTRACTS

29). *Voroshilovgradskaya pravda* [Voroshilovgrad Truth], 122 (6880). [in Russian].

38. Ispytaniya parovoza 2-3-2. [The tests of the locomotive 2-3-2]. (1938, May 29). *Voroshilovgradskaya pravda* [Voroshilovgrad Truth], 122 (6880). [in Russian].

39. Parovoz 2-3-2 sdelal probeg v 2 tysyachi kilometrov. [The locomotive 2-3-2 made a run of two thousand kilometers]. (1938, June 8). *Voroshilovgradskaya pravda* [Voroshilovgrad Truth], 130 (6888). [in Russian].

40. Sovetskii turbovoz. [The Soviet turbine locomotive]. (1938, July 27). *Voroshilovgradskaya pravda* [Voroshilovgrad Truth], 22 (6930). [in Russian].

41. Parovoz FD s perednim upravleniem. [The forward-control locomotive FD]. (1938, August 18). *Voroshilovgradskaya pravda* [Voroshilovgrad Truth], 141 (6949). [in Russian].

42. Novyi parovoz. [The new locomotive]. (1938, June 4). *Voroshilovgradskaya pravda* [Voroshilovgrad Truth], 127 (6885). [in Russian].

43. Parovoz vysokogo davleniya. [A high pressure locomotive]. (1938, June 10). *Voroshilovgradskaya pravda* [Voroshilovgrad Truth], 132 (6890). [in Russian].

44. Vsesoyuznaya konferentsiya po lokomotivostroeniyu. [The All-Union Conference on Locomotive Engineering]. (1938, September 9). *Voroshilovgradskaya pravda* [Voroshilovgrad Truth], 159 (6967). [in Russian].

45. Soroka P. (1938, September 10). Noveye konstruktsii lokomotivov – sotsialisticheskomu transportu. [New locomotive designs for the socialist transport]. *Voroshilovgradskaya pravda* [Voroshilovgrad Truth], 60 (6968). [in Russian].

46. Prosin V. (Ed.). (2004). *Reabilitovani istoriieiu: Luhanska oblast. Knyha 1*. [Rehabilitated by history: Luhansk region. Book 1]. Lugansk. [in Ukrainian].

47. Holenko V. (Ed.). (2008). *Reabilitovani istoriieiu: Luhanska oblast. Knyha 3* [Rehabilitated by history: Luhansk region. Book 3]. Lugansk. [in Ukrainian].

48. Rakov V. A. (1974). Poslednii rekord skorosti parovozov. [The last record for the speed of locomotives]. *Tekhnika – molodezhi*. [Technology – youth], 9, 18–19. [in Russian].