



ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
ИМЕНИ АКАДЕМИКА В. ЛАЗАРЯНА

XIV МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава
и энергосбережение

ТЕЗИСЫ ДОКЛАДОВ

Днепропетровск
2016

ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА (ДІІТ)
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
ИМЕНИ АКАДЕМИКА В. ЛАЗАРЯНА (ДИИТ)
DNIPROPETROVSK NATIONAL UNIVERSITY OF RAILWAY TRANSPORT
NAMED AFTER ACADEMICIAN V. LAZARYAN (DIIT)

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ МЕХАНІКИ НАЦІОНАЛЬНОЇ АКАДЕМІЇ НАУК УКРАЇНИ І
ДЕРЖАВНОГО КОСМІЧНОГО АГЕНСТВА УКРАЇНИ
ИНСТИТУТ ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ НАЦИОНАЛЬНОЙ АКАДЕМИИ НАУК УКРАИНЫ И
ГОСУДАРСТВЕННОГО КОСМИЧЕСКОГО АГЕНСТВА УКРАИНЫ
INSTITUTE OF TECHNICAL MECHANICS OF THE NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE AND
STATE SPACE AGENCY OF UKRAINE

ООО «НПП «УКРТРАНСАКАД»
ТОВ «НВП «УКРТРАНСАКАД»
LLC «SPE «UKRTRANSAKAD»

XIV Міжнародна конференція
**ПРОБЛЕМИ МЕХАНІКИ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбе-
реження
ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

XIV Международная конференция
**ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

Безопасность движения, динамика, прочность подвижного
состава, энергосбережение
ТЕЗИСЫ ДОКЛАДОВ

14th International Conference
**PROBLEMS OF THE RAILWAY
TRANSPORT MECHANICS**

Safety of Motion, Dynamics, Strength of Rolling Stock and Energy
Saving
ABSTRACTS

Дніпропетровськ
2016

УДК 625.1/5
П68

Редакционная коллегия:

С. В. Мямлин (гл. редактор)
С. А. Кострица (зам. гл. редактора)
В. Л. Горобец
Л. В. Урсуляк
И. В. Клименко (компьютерное оформление)
В. Ф. Ушкалов

Editorial Board:

S. V. Mjamlin (Editor-in-Chief)
S. A. Kostritsa (vice Editor-in-Chief)
V. L. Gorobets
L. V. Ursuljak
I. V. Klimenko (computer design)
V. F. Ushkalov

Адрес редакционной коллегии:

ДИИТ, ул. Лазаряна, 2, г. Днепропетровск, Украина, 49010

Проблемы механики железнодорожного транспорта: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение. XIV Международная конференция. Тезисы докладов. – Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2016. – 128 с.

У тезах приведені результати теоретичних та експериментальних досліджень динаміки і міцності рухомого складу залізниць, у тому числі високошвидкісного, зносу коліс і рейок, безпеки руху.

В тезисах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики и прочности подвижного состава железных дорог, в том числе высокоскоростного, износа колес и рельсов, безопасности движения.

П68

Results of theoretical and experimental investigations of railway rolling stock dynamics and strength, including high-speed rolling stock, wheel/rail wear, safety of motion are presented in the abstracts.

© Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. Аксёничков А. А. Повышение безопасности транспортных систем при использовании автоматизации расчета пропускной способности железнодорожной станции.....	9
2. Акулов А. С., Железнов К. И., Урсуляк Л. В., Чабанюк Е. В., Швец А. А., Цивка Н. А. Модульный тренажер машиниста локомотива	10
3. Акулов А. С., Железнов К. И., Чабанюк Е. В., Швец А. А. Определение коэффициента запаса устойчивости колесной пары по условию вкатывания на рельс.....	11
4. Андреев О. А., Андреева М. В., Степченкова К. С. Напрямки підвищення безпеки при перевезенні небезпечних вантажів	12
5. Андрейко І. М., Остап О. П. Вплив термічної і термомеханічної обробок на твердість залізвуглецевих сплавів	13
6. Андрейко І. М. , Остап О. П. Зносотривкість графітизованих сталей	14
7. Арбузов М. А. Розробка конструкції колії кривих ділянок для швидкісного руху	15
8. Арбузов М. А., Патласов О. М., Токарев С. О. Експериментальні дослідження взаємодії колії та рухомого складу в межах з'єднувальної частини стрілочних з'їздів	16
9. Бабаев А. М. Коэффициенты трения тормозных колодок	17
10. Бабенко А. І., Патласов Є. О. Оптимізація вихідних даних для визначенні СКВ параметрів геометричного стану залізничної колії.....	18
11. Баль О. М. Продовження терміну служби елементів стрілочних переводів з допомогою системи FLEXIS від VOSSLOH RAIL SERVICES	19
12. Баль О. М. Адаптація вимог нормативів з утримання земляного полотна країн ЄС до умов українських залізниць	21
13. Боднар Б. Є., Капіца М. І. Кислий Д. М. Визначення енергозощаджуючого керування тепловозом під час рушання та розгону	22
14. Боднар Б. Є., Очкасов О. Б., Коренюк Р. О., Ключник І. А. Визначення механічних втрат в гідравлічних передачах локомотивів при стендових випробуваннях	23
15. Болжеларський Я. В. Наближене визначення додаткового опору руху поїзда в аварійному режимі	24
16. Болжеларський Я. В., Джус О. В., Джус В. С. Залізнично-транспортна пригода як вид події з негативним наслідком	25
17. Бондаренко І. О. Аналіз впливу колісної пари на процес деформативної роботи колії.....	26
18. Бондарев О. М. Бондарев О. О. Результати робіт з розробки пропозицій зі зменшення перекосу рам візків в локомотивах з тяговим приводом другого класу	27
19. Бороненко Ю. П., Филиппова И. О. Выбор конструктивных решений элементов вагонов с малой массой тары	29

20.	Бубнов В. М. Перспективные грузовые вагоны	30
21.	Булат А. Ф., Говоруха В. В., Волошин А. И. Уменьшение интенсивности бокового износа взаимодействующих элементов рельсового пути и ходовой части подвижных единиц при значительном снижении коэффициента трения на контактных поверхностях.....	30
22.	Бурылова Н. В. Сравнение математических моделей тепло- и массообменных процессов в ячейке химического источника тока для подвижного состава железных дорог	31
23.	Вакуленко І. О., Проїдак С. В., Грищенко М. А. Вплив температури відпуску на структуру і властивості низьколегованої сталі після гартування.....	32
24.	Вамболь С. А., Мищенко И. В. Решение задачи надежности транспортного средства с учетом внешнего случайного кинематического воздействия и различных моделей накопления повреждений	33
25.	Volkova V. E. Strucutral Health Monitoring of Vibroshock Dempher under Experimental Date	34
26.	Ворожун И. А., Шимановский А. О., Заворотный А. В. Моделирование движения грузового поезда с локомотивом, оснащённым электродинамическим тормозом	35
27.	Гайворонський О. А., Позняков В. Д., Клапатюк А. В. Умови забезпечення якості відновлених наплавленням залізничних коліс.....	36
28.	Гаркави Н. Я., Фёдоров Е. Ф., Карпенко В. В., Глухов В. В., Перцевой А. К. О концепциях статистических измерений	37
29.	Говоруха В. В. Устойчивость движения рельсовых транспортеров по круто-наклонному рельсовому пути	38
30.	Говоруха В. В. Устойчивость движения транспортных средств со свободной и жесткой насадкой колес на осях колесных пар.....	39
31.	Говоруха В. В. Унифицированные промежуточные рельсовые скрепления и железобетонные шпалы повышенной работоспособности для прямолинейных и криволинейных участков рельсового пути.....	40
32.	Горобець В. Л., Бондарев О. М. Дослідження питань міцності та подовження терміну служби несучих конструкцій тягового та моторвагонного рухомого складу залізниць України	41
33.	Грановский Р. Б., Гаркави Н. Я., Фёдоров Е. Ф., Карпенко В. В., Болотов А. Н., Муха В. П. К вопросу об алгоритмах проведения и камеральной обработки результатов приёмочных и сертификационных испытаний подвижного состава	42
34.	Григорашвили Т. Д. Поездные испытания воздухораспределителей типа 483А-07А на крутых затяжных участках Грузинской железной дороги.....	43
35.	Даніленко Е. І. Рішення задачі з визначення жорсткості і модуля пружності рейкової нитки при крученні під сумісною дією вериткальної і горизонтальної сил (P і H).....	44
36.	Даценко В. М. Застосування пружно-рухомої моделі насипного вантажу при визначенні його тиску на стінки вагону.....	45

37.	Демчук Р. Н., Викторова Е. А. Применение новых материалов для производства накладок токоприемников электроподвижного состава железных дорог Украины	46
38.	Дзензерский В. А., Бурылов С. В., Ворошилов А. С., Скосарь В. Ю. Аккумуляторы для рекуперативного торможения подвижного состава	47
39.	Дзензерский В. А., Кузнецова Т. И., Радченко Н. А., Хачапуридзе Н. М. Устойчивость левитационного движения экипажей нетрадиционных конструкций на сверхпроводящих магнитах.....	48
40.	Дуганов А. Г., Вислогузов В. Т., Епов В. П., Кирильчук О. А. Теплотехнические качества кузовов пассажирских вагонов и дизель-поездов перед вводом в эксплуатацию.....	49
41.	Жижко В. В., Жижко М. В. Комплексность подхода в проведении экспериментальных исследований на подтверждение соответствия осей нормативной базе	51
42.	Зайцев А. Н., Комаров С. В. Исследование особенностей многоуровневых преобразователей напряжения для электропривода ВСНТ	52
43.	Зеленько Ю. В., Недужа Л. О. Оцінка та перспектива вирішення проблеми зниження шуму та вібрації на рухомому складі залізниць України	53
44.	Kalivoda Jan, Bauer Petr. Roller Rig Testing at the Czech Technical University.....	54
45.	Кебал И. Ю., Мурашова Н. Г. Опыт создания инновационных конструкций полувагонов	55
46.	Кеглин Б. Г., Войновский М. Г., Болдырев А. П., Алдюхов В. А. Экспериментальное исследование функционирования эластомерного поглощающего аппарата подвижного состава	56
47.	Кельріх М. Б., Фомін О. В. Науковий підхід до забезпечення раціональних показників міцності вантажних вагонних конструкцій.....	57
48.	Кирильчук О. А. Шатунова Д. А. Проектирование и расчет крыши для полувагонов.....	58
49.	Кислий Д. М., Мартишевський М. І. Автоматизація регулювання кута випередження подачі пального тепловозних дизелів	59
50.	Клименко И. В., Гернич Н. В. Применение структурных схем для анализа кинематических связей тягового устройства электровоза	60
51.	Коваленко В. В. Енергозбереження при виробництві залізобетонних шпал.....	61
52.	Ковальчук О. Б. Методика визначення часу, необхідного для подання сигналів працівниками колійного господарства при виконанні своїх функціональних обов'язків.....	62
53.	Ковальчук В. В., Сисин М. П., Набоченко О. С., Ульф Гербер. Експертні дослідження несучої здатності металевих гофрованих конструкцій залізничної колії.....	63
54.	Колосков В. Ю. Імітаційне моделювання міцності несучих конструкцій об'єктів залізничної інфраструктури.....	64
55.	Комаров С. В. Зайцев А. Н. Применение датчиков Холла при проектировании многоуровневых преобразователей для высокоскоростного наземного транспорта (ВСНТ)	65

56.	Коновалов Е. Н., Путятю А. В. Расчетно-экспериментальная методика прогнозирования ресурса несущих конструкций вагонов относительно технического состояния испытанного типового представителя.....	66
57.	Костенко Ю. О., Сороколіт А.В. Випробування поглинальних апаратів ПМК-110	67
58.	Кострица С. А. Развитие методов оценки прочности несущих конструкций подвижного состава железных дорог в ОНИЛ ДППС ДНУЖТа	68
59.	Кострица С. А., Молчанов С. Ю., Султан А. В. К вопросу об оценке усталостной прочности локомотивов и моторвагонного подвижного состава.....	69
60.	Красильников В. М., Бондарев О. Ф., Красильников М. В. Випробування і діагностування електронних пристроїв управління маневровими тепловозами	70
61.	Кудашко І. І. Сучасні проблеми залізничного транспорту України в енергетичній сфері	71
62.	Кузишин А. Я. Методи визначення бокових сил при русі рухомого складу у кривих.....	71
63.	Курган М. Б., Байдак С. Ю., Лужицький О. Ф. Умови підвищення безпеки руху поїздів в кривих ділянках залізничної колії	72
64.	Курган М. Б., Курган Д. М., Лужицький О. Ф. Нерівності залізничної колії в межах переїздів.....	73
65.	Kurhan D. M. Perception of loading elements of the railway track at high speeds of the movement.....	74
66.	Лапина Л. Г. Использование различных подходов к построению расчетных возмущений при прогнозировании динамических качеств грузовых вагонов	75
67.	Макаров Ю. О. Результати експлуатаційних випробувань рейкозмашувальних установок на залізничному транспорті України	78
68.	Мartiнов І. Е., Труфанова А. В., Перешивайлов С. В. До питання підвищення довговічності циліндричних буксових підшипників	79
69.	Мartiнов І. Е., Труфанова А. В., Шовкун В. О. Дослідження характеристик випадкових величин діючих на ходові частини вантажних вагонів	80
70.	Мartiшевський М. І., Бобирь Д. В. Удосконалення системи утримання рухомого складу	71
71.	Матвеев В. И., Журавский В. Н. Выполнимы ли нормы содержания зазоров сборных изостыков?.....	82
72.	Матвеев В. И., Ковтун П. В., Лапушкин А. С. Структура дефектных и остродефектных рельсов на дороге.....	83
73.	Мурадян Л. А. Застосування байєсівського підходу до побудови моделей відмов вантажних вагонів.....	84
74.	Мурадян Л. А., Міщенко А. А., Шапошник В. Ю. Проблеми визначення надійності піввагонів моделі 12-7023-01 на візках 18-7020 за результатами дослідної експлуатації в маршрутах ДПТ-УЗ.....	86
75.	Мямлін С. В., Барановський Д. М., Воропай В. А. Підвищення рівня безпеки руху у вагонному господарстві	87

76.	Мямлин С. В., Горобец Е. В. Метод «статистического проигрывания» при анализе срока службы подвижного состава	88
77.	Мямлін С. В., Мурадян Л. А., Бабаєв А. М., Пуларія А. Л., Шапошник В. Ю. Проблеми існуючої системи технічного обслуговування та ремонту вантажних вагонів в Україні	89
78.	Мямлин С. В., Урсуляк Л. В. Развитие математических моделей динамики поезда в Днепропетровской школе механиков.....	91
79.	Настечик М. П., Маркуль Р. В., Савицький В. В. Розробка технології контролю та утримання залізничної колії зі скріпленням типу КПП-5	92
80.	Науменко Н. Е., Хижа И. Ю. Разработка алгоритма определения усилий в межвагонных соединениях пассажирского поезда, оборудованного системой пассивной безопасности, при столкновении с преградой	93
81.	Новогрудский Л. С., Оправхата Н. Я. Влияние электрического тока на характеристики трещиностойкости перлитной стали	94
82.	Новогрудский Л. С., Скрипник Ю.Д., Оправхата Н.Я. Стенд для экспериментального исследования контактного взаимодействия пары колесо-рельс	95
83.	Орлова А. М., Лесничий В. С. Практические результаты поднадзорной эксплуатации тележек типа Varber в условиях железных дорог колеи 1520 мм.....	96
84.	Патласов А. М. Моделирование работы подрельсового основания в зависимости от скорости движения подвижного состава	97
85.	Патласов О. М., Бурцев М.О. Підвищення ефективності контролю технічного стану залізничної колії	98
86.	Патласов А. М., Патласов Е. А. Унификация требований к максимальному возвышению и недостатку возвышения наружного рельса в кривых для линий с разной шириной колеи.....	98
87.	Подосьонов Д. А., Рейдемейстер А. Г., Кирильчук О. А. Определение температуры нагрева буковых узлов вагонов в процессе движения	100
88.	Поляков В. А., Хачапуридзе Н. М. Модель процесса реализации тяговой силы двигателя магнитолевитирующего поезда	101
89.	Пулария А. Л., Донев А. А., Кебал И. Ю., Мямлин С. С. Особенности технического диагностирования пассажирских вагонов узкой колеи.....	102
90.	Ревякин В. В. Создание изотермического вагона-термоса для перевозки скоропортящихся продовольственных грузов	103
91.	Рейдемейстер А. Г., Калашник В. А., Шикунов А. А., Шапошник В. Ю. Прочность боковой рамы трехэлементной тележки.....	104
92.	Сіора О. С., Сулим А. О., Хозя П. О., Мельник О. О. Щодо питання енергозбереження під час експлуатації рухомого складу метрополітену.....	104
93.	Савченко К. Б. Акулов А. С. Внедрение нового оборудования для диагностики тормозной системы грузового вагона	105
94.	Сенько В. И., Пигунов А. В., Афанаськов П. М. Нагруженность торцевых стен кузовов вагонов-хопперов для перевозки зерна	106
95.	Смирнов А. С. Проблемы создания универсальных магниторельсовых тормозов	107

96.	Соболевская М. Б., Сирота С. А., Горобец Д. В. Теличко И. Б. Разработка системы пассивной безопасности пассажирских поездов при аварийных столкновениях	108
97.	Третьяков А. В., Зимакова М. В., Петров А. А. Экспериментальная оценка внешнего шума отдельного испытуемого грузового вагона	109
98.	Третьяков А. В., Третьяков О. А., Зимакова М. В., Петров А. А. Экспериментальная оценка спектров ударного отклика подвижного состава	110
99.	Урсуляк Л.В., Романюк Я.Н., Степченкова Е.С., Вайчиунас Г., Петренко В. Влияние формы кривой наполнения тормозных цилиндров грузовых вагонов на продольную нагруженность поездов.....	111
100.	Ушкалов В. Ф., Мокрый Т. Ф., Малышева И. Ю., Пасичник С. С., Безрукавый Н. В. Оценка влияния различного технического состояния тележек вагонов на процессы их взаимодействия с рельсовым путем	112
101.	Харченко А. В. Описание кинематики твердого тела в пространстве с применением аппарата кватернионных матриц	113
102.	Хоменко І. Ю. Підвищення рівня комфорту пасажирських вагонів при використанні енергоефективних технологій	114
103.	Сіура А. Об одном международном проекте.....	115
104.	Шелейко Т. В., Єськов Д. І., Можейко А. Є. Визначення фрикційних властивостей гальмівних колодок на інерційному стенді	116
105.	Шелейко Т.В., Єськов Д.І., Жихарцев К.Л. Основні підходи у запобіганні пошкодженню колісних пар, застосовні у системах протизнозного захисту рухомого складу	117
106.	Шелейко Т. В., Ніщенко О. Є., Федосов-Ніконов Д. І. Аналіз конструкцій пристроїв і систем автоматичного розчеплення одиниць рухомого складу	118

Повышение безопасности транспортных систем при использовании автоматизации расчета пропускной способности железнодорожной станции

Аксёничков А. А.

Учреждение образования «Белорусский государственный университет транспорта»

In practice rather difficult happens to make an assessment of railway infrastructure objects capacity in a short space of time in connection with change of the formation's plan and the admission of traffic volumes. In this regard there is a question of the engineering calculations automation connected with an assessment of cash capacity of railway station's elements. Is given the description of the software product of cash capacity's calculation of the railway station's elements.

Для оценки перевозочной мощности и безопасности международных транспортных коридоров Белорусской железной дороги необходимо знать пропускную способность железнодорожной инфраструктуры, которая, в значительной степени, определяется возможностями железнодорожных станций по пропуску и переработке поездов.

Определение пропускной способности железнодорожных станций – сложная и трудоемкая часть расчета наличной пропускной способности железной дороги.

По заказу Белорусской железной дороги НИЛ «Управление перевозочным процессом» разработала АРМ «Пропускная способность железнодорожной станции», который принят в 2013 году в промышленную эксплуатацию и установлен на 45 железнодорожных станциях.

Основные вопросы, которые были решены в ходе выполнения работы:

- разработка алгоритма и автоматизация расчета пропускной способности стрелочных горловин;
- разработка алгоритма и автоматизация расчета пропускной способности путей и парков;
- разработка алгоритма и автоматизация расчета перерабатывающей способности сортировочных устройств;
- создание понятного интерактивного интерфейса программы;
- разработка выходных форм для представления результатов расчета в электронном и печатном виде.

Перечисленные задачи были объединены в единый программный продукт.

Алгоритмы расчета пропускной способности элементов станции разработаны на основании Методических рекомендаций по расчету пропускной и перерабатывающей способности железнодорожных сооружений и устройств.

Программа состоит из главного окна, в котором предлагается список железнодорожных станций и функциональных кнопок: «загрузить схему станции», «выполнить расчет», «редактировать схему станции», «результаты расчета».

После выбора интересующей железнодорожной станции на экран выводится схема станции, разделенная на элементы: стрелочные горловины, парки, сортировочные устройства. Каждый из элементов интерактивен.

Результаты расчетов пропускной способности элементов железнодорожной станции, возможно, экспортировать в редактор Microsoft Word, и распечатать в виде оформленного документа с диаграммами, исходными данными и результатами.

Программа позволяет выполнять различные варианты изменения технологических времен занятия стрелочной горловины, парка, сортировочного устройства железнодорожной станции и оценить пропускную способность и ее резерв. Вариантность заключается в изменении: размеров движения поездов по категориям; продолжительности следования поездов по маршрутам; продолжительности занятия путей парка.

Программный продукт дает возможность оператору вносить изменения в схему железнодорожной станции и после этого выполнить расчет пропускной способности измененной схемы элемента железнодорожной станции.

Модульный тренажер машиниста локомотива

Акулов А. С., Железнов К. И., Урсуляк Л. В., Чабанюк Е. В., Швец А. А., Цивка Н. А.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта
имени академика В. Лазаряна (ДНУЖТ)

The simulator consists of hardware and software and is a sophisticated learning system. The proposed structure of the program makes it quite easy to move from one type or locomotive series to another, as well as significantly reduce the time to manufacture and commissioning of the simulator.

Тренажерные устройства достаточно давно используются в процессе подготовки, переподготовки и тестирования специалистов во многих отраслях человеческой деятельности. Тренажер, состоящий из аппаратной и программной части, представляет собой сложный обучающий комплекс. И, если для каждого нового типа самоходного подвижного состава аппаратную часть приходится переделывать практически с нуля, то программная часть тренажеров для различных типов локомотивов может и должна обеспечить повторное использование в допустимых пределах. В самом деле, различные серии локомотивов и МВПС имеют разные пульты управления, их органы управления функционально схожи, но конструктивно отличаются друг от друга, таким образом, для тренажеров, предназначенных для различных типов и серий локомотивов, повторное использование аппаратной части практически невозможно. Что касается программной части, в которую входит модель поезда, модель участка движения, модель управления поездной ситуацией, модель работы систем локомотива и др., то здесь многие модели могут быть повторно использованы без изменения или с незначительными изменениями. Такой подход к разработке и изготовлению новых учебных тренажеров машинистов позволил значительно сократить время на изготовление и сдачу в эксплуатацию.

Разработанная структура программной части тренажера состоит из следующих функциональных частей:

- Сервер – предназначен для управления обменом данными между клиентами и управлением их работой.
- Клиенты – предназначены для выполнения отдельных функций программной части тренажера:
 - Модуль поезда – предназначен для моделирования движения поезда по участку, моделирования внутренних динамических процессов взаимодействия между экипажами поезда и расчета показателей устойчивости вагонов.
 - Модуль локомотива – предназначен для моделирования работы системы управления, тяговой, тормозной систем и системы охлаждения локомотива.
 - Маршрутизатор ввода/вывода – предназначен для управления обменом данными между реальными и виртуальными приборами, органами управления и индикации пульта машиниста с другими модулями.
 - Модуль управления и контроля поездки - предназначен для подготовки и хранения базы данных участков движения, характеристик локомотивов и вагонов, подготовки задания на поездку, управления поездной ситуацией во время поездки, хранения и анализа результатов поездки.
 - Модуль управления панорамой участка – предназначен для управления отображением панорамы участка, объектов сигнализации, поездной ситуации и погодных условий поездки.

При загрузке программной части тренажера в автоматическом режиме вначале загружается сервер, затем по очереди загружаются все клиенты и присоединяются к серверу. Как только к серверу подключатся все клиенты, выполняется проверка связи между ними и программная часть переходит в рабочий режим.

Такая структура программной части тренажера позволяет довольно просто переходить от одного типа или серии локомотива к другому. Например, при переходе от изготовления тренажера для грузового локомотива постоянного тока к изготовлению тренажера для грузового локомотива переменного тока необходимо заменить модуль локомотива и перестроить маршрутизатор ввода/вывода под конфигурацию органов управления и индикации нового локомотива. Если эти тренажеры изготавливаются для разных участков, само собой разумеется, нужно изменить базу данных участка.

Такой подход уже был использован при изготовлении нескольких тренажеров. Последним из них был тренажер для локомотива постоянного тока ВЛ-11М6 и участка движения Кривой Рог – Тимково. Этот тренажер установлен в локомотивном депо Кривой Рог Приднепровской железной дороги.

Определение коэффициента запаса устойчивости колесной пары по условию вкатывания на рельс

Акулов А. С., Железнов К. И., Чабанюк Е. В., Швец А. А.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДНУЖТ)

The aim of the analytical study of the relationship between the longitudinal force acting on the car, outstanding acceleration curve and the impact of side wind on the body with lateral and vertical forces of interaction in the contact zone between the wheel and the rail, and with the value of the safety factor a wheel pair on the racking on the rail, is to obtain a dependency between there.

Повышение международных требований к качеству перевозочного процесса, рост грузооборота требуют создания эффективной системы управления безопасностью движения. Уровень безопасной эксплуатации подвижного состава на железных дорогах определяется наличием запаса устойчивости рельсового экипажа, поэтому предотвращение сходов экипажей с рельсов является большой научно-прикладной задачей, для решения которой проводятся экспериментальные и теоретические исследования.

Одной из главных задач в этой сфере остается задача обеспечения устойчивого взаимодействия подвижного состава и пути и ее основного звена – исключение схода вагонов в составе грузовых поездов при их движении. Влияние схода вагонов на работу железнодорожного транспорта в целом требует повышенного внимания к нему от всех, кто связан с организацией работы железных дорог, разработкой технических средств и определением системы их содержания. Одной из главных причин сходов подвижного состава с рельсов является вкатывание гребней колес на головку рельсов.

Существующие методики определения коэффициента запаса устойчивости колесной пары по условию вкатывания на рельс рассматривают расчетные схемы, в которых вертикальные силы, приложенные к шейке оси колесной пары с обеих сторон равны. Однако, в процессе взаимодействия вагонов между собой, в поезде возникают продольные силы, которые при несоосном действии на вагоны будут иметь вертикальные и поперечные составляющие. Эти составляющие сил, в свою очередь, приведут к перераспределению вертикальных нагрузок на шейки оси со стороны набегающего и не набегающего колеса. При движении вагона в кривой, поперечные составляющие продольных сил взаимодействия вагонов будут возникать из-за действия непогашенного поперечного ускорения. При постановке в поезд груженого и порожнего вагонов из-за перепада высот автосцепок возникнут вертикальные составляющие продольных сил взаимодействия вагонов, что приведет к перераспределению вертикальных нагрузок на переднюю и заднюю тележку. При воздействии бокового ветра на

кузов и непогашенного ускорения в кривой возникают моменты сил, также приводящие к перераспределению вертикальных нагрузок на набегающее и не набегающее колесо. Другими, параметрами, определяющими запас устойчивости колеса на рельсе при движении по кривой, являются: угол набегания колеса и его забег на боковую поверхность наружной нити кривой; коэффициенты трения взаимодействующих поверхностей. Все эти факторы должны учитываться при расчете коэффициента запаса устойчивости от вкатывания колеса на рельс. Для оценки устойчивости вагонов достаточно определить возможность их вкатывания в наихудших возможных условиях.

Целью аналитического исследования связи между продольной силой, действующей на вагон, непогашенного ускорения в кривой и воздействия бокового ветра на кузов с боковыми и вертикальными силами взаимодействия в зоне контакта колеса и рельса и с величиной коэффициента запаса устойчивости колесной пары от вкатывания на рельс, является получение зависимостей между ними.

Напрямки підвищення безпеки при перевезенні небезпечних вантажів

Андреев¹ О. А., Андреева¹ М. В., Степченкова² К. С.

¹Державне підприємство «Дніпропетровський орган з сертифікації
залізничного транспорту»

²Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Directions to improve the level of safety in transport of dangerous goods in tank-wagons and tank-containers.

Номенклатура вантажів, що перевозяться залізницями нашої країни сьогодні складає величезну кількість найменувань. Значний відсоток в цьому переліку займають вантажі, що становлять небезпеку для людей та довкілля. Тому особливу увагу слід приділити тим вантажним одиницям в яких вони перевозяться, а саме: їх справному технічному стану та виконанню вимог правил безпеки при експлуатації, навантаженню та вивантаженню.

Існує декілька напрямків вирішення цієї задачі:

- впровадження та розвиток системи контролю за умовами експлуатації та технічним станом цистерн;
- використання більш надійних та безпечних конструкцій вагонів-цистерн та їх обладнання;
- застосування інших альтернативних вантажних одиниць для перевезення аналогічних вантажів.

Задля забезпечення відповідного контролю за технічним станом цистерн, вони повинні регулярно проходити перевірку, що включає в себе: технічну діагностику з застосуванням методів та засобів неруйнівного контролю, а також випробування на герметичність та гідравлічні випробування, щоб переконатись в міцності та надійності конструкції котла та відсутності течії з нього або з обладнання, яке він має. Така система вже запроваджена в нашої країні та починає діяти для виробників, власників, орендарів та операторів цистерн. Тепер залізниця повинна вжити заходи по своєчасному виявленню цистерн, які знаходяться в експлуатації без перевірки.

Вагони-цистерни, знов збудовані та ті, які експлуатуються та перевозять небезпечні вантажі повинні бути обладнані більш сучасними та досконалими засобами безпеки, які мають виключити можливість розгерметизації цистерн з втратою небезпечного вантажу, сигналізувати про перебування небезпечного вантажу в невідповідних умовах при його перевезенні, запобігати механічному пошкодженню оболонки ємності з небезпечним вантажем ззовні.

Закордонний досвід в перевезенні небезпечних вантажів показує, що використання контейнерів-цистерн, більш раціонально ніж експлуатація вагонів-цистерн. Це обумовлено тим, що такий вид вантажної одиниці більш зручний для всіх учасників процесу перевезення не тільки залізничним, але й автотранспортом та морським транспортом (при мультимодальних перевезеннях) завдяки відсутності операцій перевантаження вантажу на спеціалізованих терміналах при зміні видів транспорту. Це збільшує швидкість доставки вантажу, надійність та безпечність цього процесу. Менший об'єм одного контейнера-цистерни, в порівнянні з вагоном-цистерною, зменшує наслідки можливих аварій з ним. Також значно полегшуються та стають більш зручними складські операції. Крім того заміна самого котла такого контейнера є набагато дешевшою та простішою, ніж в цистерн.

Розвинені країни всього світу дедалі більше використовують саме такий, найбільш привабливий та перспективний, формат перевезення небезпечних вантажів, а попит на такі вантажні одиниці зростає день від дня.

Вплив термічної і термомеханічної обробок на твердість залізовуглецевих сплавів

Андрейко І. М., Осташ О. П.

Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України

The effect of the hot working and heat treatment of 65Г and 38ХН3МФА steels and eutectoid, pre- and hypereutectoid graphitic steels is investigated. The change of hardness versus tempering temperature after the heat treatments is evaluated. It is established that for traditional steels the dependences are known: hardness decreases with increasing tempering temperature; for graphitic steels it is specific – hardness remains stable or increases to a temperature and then decreases.

Зростання швидкостей і навантажень у залізничних перевезеннях порушило механіку процесу у системі колесо-рейка та спричинило до понаднормової дефектності коліс. Тому оптимізація властивостей матеріалу коліс привертає все більшу увагу науковців. Вона базується на балансуванні вартості, ваги, опору зносу, зниженні шуму, контактної міцності і тріщиностійкості, і може здійснюватись через вибір нових матеріалів, оптимізацію їх легування і термічної обробки та технологічного процесу виготовлення коліс. У випадку застосування графітізованих сталей (ГС) як альтернативного матеріалу коліс це потребує вивчення.

Досліджено вплив термомеханічної обробки пресуванням за температури 1150°C на твердість комплекснолегованої литої заевтектоїдної ГС наступного хімічного складу (мас.%): 1,38...1,40 C; 0,85...0,90 Si; 0,25...0,28 Al; 1,8 Mn; 0,6 Cr; 1,2 Ni і 0,32 Мо після відпуску в інтервалі температур 100...700°C. Виявлено зниження її твердості з 53 HRC після термомеханічної обробки до 48 HRC після відпуску при 100°C з наступним її монотонним підвищенням до 59 HRC за відпуску при 500°C та різким зниженням до 35 HRC за відпуску при 700°C.

У той же час після гартування і відпуску цієї сталі зі зростанням температури відпуску від 100°C до 700°C твердість монотонно знижується з 64 до 33 HRC, що є типовим для залізовуглецевих сплавів, в структурі яких відсутній вільний вуглець (графіт), наприклад, для модельної колісної сталі 65Г. Аналогічне монотонне зниження твердості зі зростанням температури відпуску виявили також для термомеханічних сталей 38ХН3МФА та до-(0,61 C; 1,19 Si; 0,32...0,37 Mn; 0,12...0,17 Al) і евтектоїдної (0,81 C; 1,23 Si; 0,32...0,37 Mn; 0,12...0,17 Al) ГС. При цьому для досліджуваної сталі 38ХН3МФА як і після термомеханічної обробки, так і після термічної обробки (гартування і відпуск) спостерігається монотонне зниження її твердості з ростом температури відпуску: за практично однакової динаміки зни-

ження твердості після термомеханічної обробки ця залежність знаходиться вище за твердістю на 6-7 одиниць, ніж після гартування і відпуску.

Термодеформовані заевтектоїдні ГС ((мас.%): 1,19...1,25 C; 0,85...0,90 Si; 0,14 і 0,33 Mn; $\leq 0,2$ Ni; $\leq 0,1$ Cr та 1,38...1,40 C; 0,85...0,90 Si; 0,58...0,60 Mn; 0,29...0,31 Cr; 0,25...0,28 Al), на відміну від низьколегованих вуглецевих сталей 38ХНЗМФА та 65Г, демонструють дещо іншу зміну твердості від температури відпуску залежно від їх хімічного складу: сталість твердості практично у всьому діапазоні температур відпуску для ГС з пониженим вмістом вуглецю і марганцю або залежність з максимумом при температурі відпуску 250⁰С для ГС з підвищеним вмістом вуглецю, марганцю і хрому. Для вищевказаної термодеформованої заевтектоїдної комплекснолегованої ГС цей максимум відповідає температурі відпуску 500⁰С. На підставі отриманих даних та аналізу хімічного складу досліджених матеріалів можна зробити висновок, що ці специфічні залежності твердості від температури відпуску заевтектоїдних ГС ймовірно пов'язано з впливом графітової фази та підвищеного вмісту марганцю, що вимагає ще додаткового дослідження.

Зносотривкість графітизованих сталей

Андрейко І. М. , Осташ О. П.

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України

The effect of the graphite phase on wear resistance of eutectoid, pre- and hypereutectoid graphitic steels is investigated. Wear resistance of samples by mass loss and cycles number before the appearance of the friction grip effect is evaluated. The friction pairs kinetics is also analyzed. It is established that hypereutectoid graphitic steels have higher wear resistance. Their alloying ambiguously affects this process.

Збільшення навантаження на колеса, а також швидкості поїздів та інтенсивності їх руху пришвидшило пошкоджуваність поверхонь кочення коліс. У першу чергу, це пов'язано з появою як пітингів, вищербин та повзунів на поверхні кочення залізничних коліс, так і їх підвищеним зношуванням.

Графітизовані сталі (ГС) є перспективними для застосування в елементах конструкцій залізничного транспорту (гальмівні колодки, колеса тощо). Завдяки включенням графіту можна підвищити основні ресурсні характеристики колісних сталей: зносотривкість при достатньому рівні характеристик циклічної тріщиностійкості, теплопровідність і термостійкість, що зумовить зниження зношуваності і пошкоджуваності поверхні кочення коліс.

Досліджували вплив графітової фази на зносотривкість ГС на зразках із евтектоїдної, до- і заевтектоїдних ГС базових хімічних складів (мас.%):

варіант 1 - 0,81 C; 1,23 Si; 0,32...0,37 Mn; 0,12...0,17 Al;

варіант 2 - 0,61 C; 1,19 Si; 0,32...0,37 Mn; 0,12...0,17 Al;

варіант 3 - 1,32 C; 0,80...0,89 Si; 0,24 Mn; 0,75...2,25 Cu;

варіант 4 - 1,39 C; 0,85...0,90 Si; 0,60 Mn; 0,25...0,28Al; 0,30Cr;

варіант 5 - 1,39 C; 0,85...0,90 Si; 1,80 Mn; 0,25...0,28Al; 0,60 Cr;
1,20 Ni; 0,32 Mo

після відпалу на зернистий перліт та після нормалізації і відпуску при 500⁰С в парі з контртілом, виготовленим з головки залізничної рейки. Контактні напруження становили 0,41 МПа, база випробувань – 3 тис. циклів при переміщенні 25 мм за цикл.

Встановлено, що після відпалу на зернистий перліт низькою зносотривкістю в умовах сухого тертя володіють евтектоїдні (вар. 1) і доевтектоїдні (вар. 2) ГС. Зразки заевтектоїдних ГС, легованих міддю (вар. 3) витримали задану базову кількість циклів без схоплення. При цьому втрата маси зразків в 2,5 рази більша, ніж легованих хромом (0,3%Cr) за підвищеного

вмісту марганцю (0,6%Mn) (вар. 4). Комплексне легування (1,80%Mn, 0,60%Cr, 1,20%Ni; 0,32%Mo) заевтектоїдної ГС (вар. 5) ще більше підвищує її зносотривкість, втрата маси зразків знижується у 5 разів, проте воно спричиняє ефект схоплення після 1,90...1,94 тис. циклів. Нормалізація та відпуск при 500 °С значно погіршує її зносотривкість, коли схоплення відбувається після 0,43...0,45 тис. циклів, а втрата маси зразків зростає в 1,6 рази проти легування міддю.

Найбільш зносотривким ГС відповідають поверхні з мінімальною зміною рельєфу пар тертя та стабільна в часі кінетика зношування. У той час як для доевтектоїдної і евтектоїдної ГС інтенсивність зношування наростає в часі, а на поверхні контакту спостерігається грубий мікрорельєф з локальними ділянками схоплювання металу контртіла.

На поверхні контртіла наявні сліди графіту: для доевтектоїдних ГС у вигляді окремих полос, для ГС після комплексного легування вони займають значну площу поверхні контакту. Після легування міддю вона додатково вкрита її вкрапленнями, що ймовірно має визначальний вплив на низьку зносотривкість ГС.

Розробка конструкції колії кривих ділянок для швидкісного руху

Арбузов М. А.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ)

The construction of the railway track is designed to curve sections of track. This design allows to increase the speed of passenger trains. This project solves a complex problem in railway transport.

Основним видом транспорту в Україні є залізничний і його діяльність визначає ефективність функціонування багатьох галузей народного господарства країни. Швидкісний рух вводиться в сучасних умовах роботи Укрзалізниці, при яких застосовують схему суміщеного руху поїздів, що не дає пасажирським поїздам розвивати максимальну швидкість руху в кривих. Шляхи вирішення проблеми суміщеного руху і підвищення швидкостей руху поїздів – це розмежування руху, компромісні рішення, та технічні рішення.

Однією із основних задач Укрзалізниці по розвитку швидкісного руху є відділення вантажного руху від пасажирського. Першим кроком до її вирішення в 2007 році Укрзалізницею було розроблено схему розмежування вантажного і пасажирського руху для підвищення швидкості пасажирських поїздів на окремих ділянках після їх реконструкції.

Компромісне рішення зводиться до розробки спеціальних технічних характеристик колії, що задовольняють, як пасажирський так і вантажний рух: підвищення зовнішньої рейки по середньозваженій швидкості, збільшення радіуса кривої, збільшення допустимого непогашеного прискорення з $0,7 \text{ м/с}^2$ до $1,0 \text{ м/с}^2$.

Технічним рішенням проблеми максимальних швидкостей є створення особливих конструкцій: на рухомому складі (примусовий нахил кузова); на колії (конструкцій не створено).

Проблему можна вирішити шляхом створеного спеціального пристрою колії. Спеціальний пристрій колії призначений для розмежування руху пасажирських та вантажних поїздів в кривих ділянках колії, і підвищення в них швидкостей руху поїздів. Пристрій складається з двох стрілок стрілочного переводу, які розміщені на початку і в кінці кривої ділянки колії з'єднані рейко-шпальною решіткою, чотирма рейковими нитками із застосуванням спеціальних шпал. Розміщується конструкція на існуючому земляному полотні, і не вимагає витрат на будівництво нового земляного полотна при розмежуванні поїздопотоків. Таким чином, в межах одного земляного полотна вкладається дві колії з різним підвищенням зовнішньої рейки. Зовнішня колія призначається для пасажирських поїздів і має більше підвищення зовнішньої рейки, ніж внутрішня колія, що призначена для вантажних поїздів. Різниця

підвищень досягається конструкцією залізобетонної шпали. Проміжне та стикове скріплення використовується існуючих конструкцій.

Дана конструкція кривих ділянок колії для зозмежування руху вантажних та пасажирських поїздів в межах одного земляного полотна захищена патентом № 103574 в Державній службі інтелектуальної власності.

Експериментальні дослідження взаємодії колії та рухомого складу в межах з'єднувальної частини стрілочних з'їздів

Арбузов М. А., Патласов О. М., Токарев С. О.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка Лазаряна (ДНУЗТ)

The experimental research results of the track and rolling stock interaction within crossovers are offered.

В останні роки на мережі залізниць України в сфері колійної інфраструктури гостро підіймалися питання утримання існуючих стрілочних з'їздів. Така тенденція намітилась в результаті збільшення випадків вкочування коліс рухомого складу на рейки, і, як наслідок, до їх сходу. Привертає увагу той факт, що дані випадки виникають не в зоні стрілочних переводів, а саме в з'єднувальній частині з'їзду. Тому було вирішено провести експериментальні дослідження саме в цій зоні з метою виявлення найбільш впливового фактора, що призводить до появи понаднормативних величин напружено-деформованого стану елементів верхньої будови колії та параметрів взаємодії.

Дослідна ділянка для проведення експериментальних досліджень була обрана на коліях ТОВ з П «Трансінвестсервіс». З'їзд утворений стрілочними переводами типу Р65 марки 1/11 проектів 1740. Міжколійна відстань відповідно становить 5300 м.

Під час натурного огляду та вимірювання геометричних параметрів колії з'їзду було отримано наступне:

- ширина колії та вертикальне положення однієї рейкової нитки відносно іншої відповідають вимогам;
- у плані виявлено геометричну нерівність поблизу рейкових стиків;
- по прямому напрямку стрілочних переводів використовуються звичайні шпали замість перехідних брусів;
- в з'єднувальній частині з'їзду вкладені безсистемно несиметричні вкорочені залізобетонні бруси;
- для уникнення накладання брусів порушено епюру розкладки (в деяких випадках відстань між брусами досягала 700 мм).

На основі результатів вимірювання геометричних параметрів колії в межах з'єднувальної частини з'їзду були визначені місця встановлення вимірювальних приладів для аналізу фізичних процесів, які виникають в колії при проходженні рухомого складу. До увагу приймалась розташування з однієї сторони вкороченої частини несиметричних залізобетонних брусів.

Для проведення досліджень був сформований дослідний поїзд, до складу якого увійшли:

- маневровий тепловоз ТГМ6А;
- два завантажені напіввагони.

Перед початком досліджень напіввагони були зважені і різниця їх навантаження не перевищила 0,5 т.

Дослідні заїзди виконувались «човником» (туди - назад) під час перерви в графіці маневрової роботи.

Результати експериментальних досліджень взаємодії колії та рухомого складу показали наступне:

- величини напружень у кромках підшви рейок, вертикальні і бокові сил в зоні несиметричних вкорочених брусів не суттєво відрізняються від аналогічних значень в звичайній колії;

- як і очікувалось, величини найбільших сил та напружень спостерігаються у візках під осями, які направляють рухомий склад;

- порівнюючи значення напружень у кромках підшви рейок, вертикальні і бокові сили для невикорченої і викорченої частини залізобетонних брусів було виявлено несуттєву розбіжність у результатах ($\approx 5\%$);

- максимальні значення показників напружено-деформованого стану спостерігаються в зоні порушення епюри розкладки брусів в захрестовинній частині з'їзду.

Коэффициенты трения тормозных колодок

Бабаев А. М.

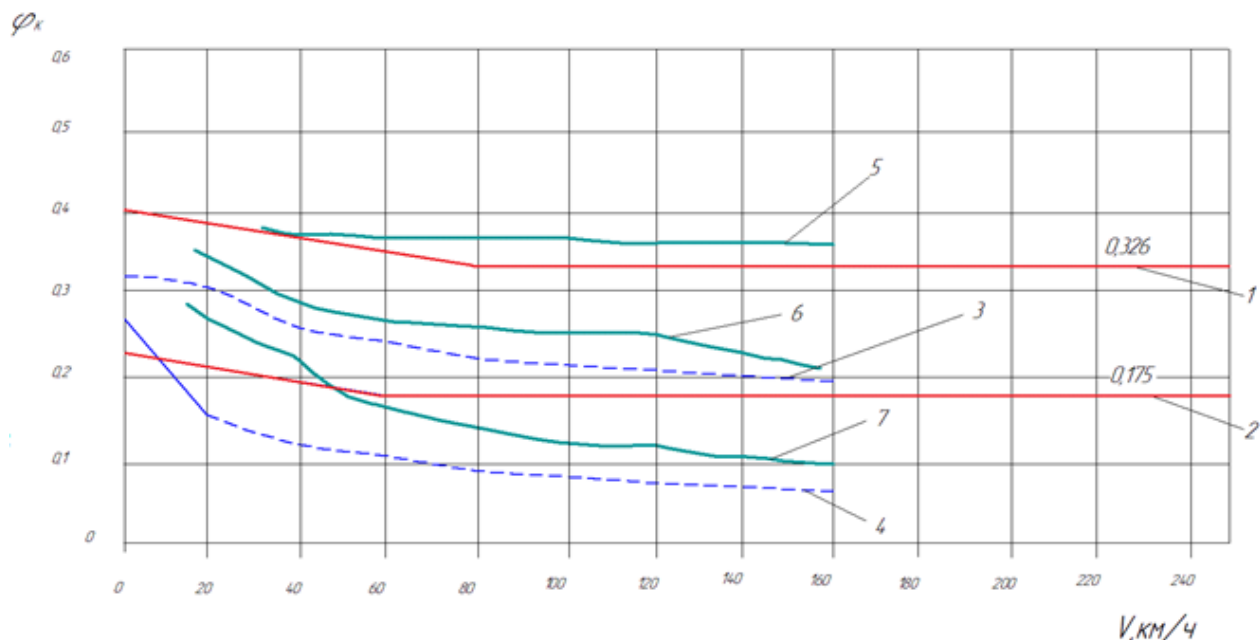
Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. академика В. Лазаряна

Babaev A.M. Coefficients of friction are brake shoe. Made of comparison these characteristic for shoes Tribo Rail (UA) with typical and rate UIC

Тормозная сила – это внешняя по отношению к вагону сила, направленная против его поступательного движения, возникающая в точках касания колес с рельсами, вызываемая силами трения тормозных колодок о колеса и численно ей равна. То есть, полная тормозная сила экипажа (вагона, локомотива) или поезда равна $B_{\text{пол}} = \sum K\varphi_{\text{кр}}$.

Из выражения следует, что на ее величину влияют передаточное число ТРП, давление сжатого воздуха в тормозном цилиндре, система подвешивания тормозных колодок: $K=f(n, p_{\text{тл}}, m)$. Характер же изменения силы при торможении определяет зависимость $\varphi_{\text{кр}}=f(V)$. На уровне европейских нормативов значение и характер коэффициента трения тормозных колодок регламентируется памяткой Code UIC 541-4. Учитывая существенное влияние коэффициента трения колодок в увеличении удельных тормозных сил скоростных поездов, рассмотрим характер его изменения у тормозных колодок отечественного производителя (Inno Trans 20014, Berlin). Используя графические зависимости тормозных колодок фирмы – производителя, сравним их с аналогичными графиками памятки МСЖД, а также с зависимостями типовых тормозных колодок.

Подытоживая, следует отметить, что в основном коэффициенты трения исследуемых тормозных колодок близки или входят в декларируемый диапазон их значений. Коэффициент трения тормозной колодки TR119 эквидистантен аналогичной характеристике чугунной стандартной тормозной колодки, что позволяет («Магистраль», №39 от 04.06.2013) ее эксплуатировать независимо от времени года. Материал безасбестовый, с увеличенной теплопроводностью, предупреждает образование дефектов на поверхности качения колес, обеспечивает снижение шума.



Зависимости коэффициентов трения тормозных колодок от скорости движения:

1-верхняя граница диапазона допускаемых значений коэффициента трения тормозной колодки согласно Code UIC 541-4;

2- нижняя граница того же коэффициента согласно Code UIC 541-4;

3-типовая композиционная тормозная колодка (типа ТИИР-303);

4-стандартная чугунная тормозная колодка (ГОСТ 1205-73);

5-композиционная тормозная колодка TRIBO RAIL TR003;

6-композиционная тормозная колодка TRIBO RAIL TR009;

7-композиционная колодка TRIBO RAIL TR119.

Оптимізація вихідних даних для визначенні СКВ параметрів геометричного стану залізничної колії

Бабенко¹ А. І., Патласов² Є. О.

¹ЦМКР Київ, ²ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The report focuses on research to determine the optimal path length is determined by the area in which the average value of the parameters, as well as sufficient frequency of measurement parameters of the state railway track.

Колійне господарство є найголовнішою ланкою залізничного транспорту. На долю колійного господарства припадає біля 50% всіх основних засобів залізниць та більше 20% загальної чисельності робітників залізничного транспорту. Відповідні щорічні витрати здійснюють залізниці на поточне утримання та ремонти залізничної колії. Для зменшення цих витрат необхідно адекватно оцінювати стан залізничної колії, науково обгрунтовано планувати відповідні ремонтно-колійні роботи та оцінювати якість їх виконання.

На залізницях України оцінка стану залізничної колії здійснюється у відповідності до «Технічних вказівок щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірвальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії» (ТВ). У відповідності до ТВ оцінка стану колії здійснюється шляхом нарахування штрафних балів. Балова оцінка стану колії не зовсім адекватно характеризує стан колії.

Останнім часом на багатьох закордонних залізницях оцінка стану колії здійснюється за допомогою середньоквадратичного відхилення (СКВ) параметру стану колії від середнього значення. Колієвимірвальні вагони, що використовуються на залізницях України, також

дозволяють визначати СКВ як для кожного окремого параметра, так і для всіх параметрів геометричного стану в цілому. При визначенні СКВ можна використовувати різну довжину ділянки колії на якій визначається середнє значення, а також можна з різною частотою отримувати показники параметру.

Наприклад збільшення частоти отримання значень параметрів стану колії не завжди призводить до збільшення точності отримання СКВ, крім того при цьому суттєво зростає час розрахунків. Такі застереження стосуються і довжини ділянки.

Для визначення достатньої довжини ділянки та частоти (довжини колії між точками виміру) отримання даних авторами було проведено факторний дисперсійний аналіз.

Для визначення достатньої частоти отримання результатів порівнювались значення СКВ для однієї і тієї ж ділянки за один конкретний період при різній довжині між точками виміру з кроком 0,18 м (від 0,18 до 1,8 м). Визначались статистичні характеристики, і за критерієм Фішера визначався вплив кроку (частоти) вимірювань на значення СКВ.

Такий саме підхід використовувався для оцінки впливу довжини ділянки колії.

За результатами досліджень визначні достатні параметри вихідних даних для визначення СКВ параметрів стану залізничної колії, при яких не втрачається точність розрахунків і при цьому суттєво скорочується розрахунковий час.

Продовження терміну служби елементів стрілочних переводів з допомогою системи FLEXIS від VOSSLOH RAIL SERVICES

Баль О. М.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна (Львівська філія)

The new technical possibilities of extending the turnouts lifecycles at PJSC "Ukrainian Railways" are shown in the work. The need for a comprehensive system of turnout's maintenance is highlighted.

Для покращення стану колійного господарства та його розвитку в 2013 році перед промисловістю та науковцями було поставлено ряд задач, одною з яких є розробити систему ведення рейкового господарства, яка б забезпечувала продовження строку експлуатації рейок та елементів стрілочних переводів, а також удосконалити систему шліфування та лубрикації рейок.

Загальна кількість стрілочних переводів на Українських залізницях становить 52826 шт., з них на залізобетонних брусах – 26894 шт. (дані станом на 2013 рік).

Нормативні строки служби елементів стрілочних переводів призначають по досягненню допустимого зносу металічних елементів (рамних рейок-вістряків, хрестовин). Проте, більшість елементів стрілочних переводів не досягають нормативного терміну служби і виконується заміна окремих металічних елементів на нові чи старопридатні.

Дослідження експлуатаційної стійкості елементів стрілочних переводів проводилось протягом 2008-2013 років, які показали наступне.

Основною причиною вилучень елементів хрестовин в проектах стрілочних переводів, які аналізувались є вертикальний знос осердя, вертикальний знос вусовика, викришування металу на поверхні кочення вусовика і осердя в зоні перекочування через підвищену динамічну дію (ДС.14, ДУ.14), виколювання металу по лінії врізання на головці через недоліки конструкції (ДУ.12.5), викришування наплавленого шару металу литої частини вусовика і осердя (ДС.18, ДУ.18).

Основними причинами вилучення елементів в зоні стрілки є боковий знос вістряка та боковий знос рамної рейки навпроти вістря вістряка, викришування на голівці вістряка через недостатню контактно-втомлювальну міцність металу, викришування вістряка в зоні вістряка через посилену бокову дію коліс, виколювання загартованого шару головки вістряка і рамної

рейки і поперечні тріщини на головці рамної рейки в зоні перекочування коліс з вістряка на рамну рейку та інші.

Діючим Положенням про проведення планово-запобіжних ремонтно-колійних робіт на залізницях України не передбачено такі колійні роботи як шліфування рейок та шліфування стрілочних переводів. По рейках є розроблене положення про комплексну систему шліфувань рейок в колії. По елементах стрілочних переводів відсутня нормативна документація, яка чітко регламентує порядок проведення шліфувань елементів стрілочних переводів. Вимогами п. 2.10.7 та п. 2.10.9 Інструкції з улаштування та утримання колії залізниць України передбачено шліфування вищербленої частини вістряка (більше 5 мм) для забезпечення відповідного профілю вістряка. Також виконується шліфування хрестовин стрілочних переводів відремонтованих наплавкою.

В якості ресурсозберігаючих технологій по продовженню терміну служби хрестовин, вістряків, рейок використовують різні рейкошліфувальні станки (МРШ-3, 2152, СЧР, СЧРА, ШПШ). При цьому використовуються абразивні шліфувальні круги. При виконанні робіт рейкошліфувальний станок утримується в потрібному положенні вручну. В основному виготовлення станків належало ОАО «Калугатрансмаш».

Рейкошліфувальний поїзд РПП-48К призначений для відновлення форми головки рейки дефектних ділянок колії 1520 мм методом активного шліфування за допомогою шліфувальних кругів. Поїзд не призначений для роботи на стрілочних переводах, коліях, що мають контррейки, а також в тунелях.

Система Flexis від Vossloh Rail Services це комплексний підхід до обслуговування стрілочних переводів, яка використовується на німецьких залізницях.

Стрілочні переводи сприймають великі навантаженням, в результаті зносу і спрацювання виникають такі дефекти, як викришування, поперечні тріщини головки рейки і рифлення, які можуть привести до необхідності передчасної заміни стрілочного переводу. Своєчасна профілактика істотно знижує можливі пошкодження. Гнучка система Flexis від Vossloh Rail Services забезпечує регулярні перевірки і профілактичне шліфування стрілочного переводу, що дозволяє усунути дефекти на ранній стадії. Це гарантує експлуатаційну безпеку, скорочення витрат і багаторазове збільшення терміну служби стрілочного переводу. Низька шорсткість рейок і відновлений рейковий профіль сприяють зниженню рівня шуму при русі поїздів.

Основою вибору правильної стратегії системи Flexis є документування актуального стану стрілочного переводу.

Для цього Vossloh Rail Services застосовує різні інструменти:

- для зняття характеристик поперечного профілю;
- для визначення параметрів поздовжнього профілю;
- для вимірювання знімання матеріалу по висоті (глибині);
- прилад контролю методом вихрових струмів для встановлення глибини і розподілу дефектів.

Застосування методу вихрових струмів дозволяє визначити не тільки розташування дефектів, але і їх глибину, що дозволяє розрахувати скільки матеріалу необхідно зняти при обробці елемента стрілочного переводу.

Фахівці Vossloh Rail Services володіють ноу-хау і технічними засобами для обслуговування за допомогою системи Flexis стрілочних переводів. Першим оптимальним профілактичним кроком є видалення окалини після установки стрілочного переводу. Поряд з усуненням наявних пошкоджень рейок профілактична обробка стрілочних переводів шліфуванням є центральною складовою системи Flexis, оскільки підтримує в оптимальному стані всі частини стрілочного переводу, що мають контакт з колесами поїзда. Команда Flexis обслуговує стрілочний перевід в кілька етапів і використовує для цього обладнання розроблене фахівцями Vossloh Rail Services. Пристрої системи Flexis швидко встановлюються на рейки і швидко знімаються, що дозволяє використовувати 10-хвилинні паузи в русі поїздів.

Системні переваги Flexis: висока гнучкість завдяки швидкій установці на рейки і зняття з рейок; обслуговування вимагає недовгого «вікна»; не потрібний демонтаж засобів зв'язку з колії; обслуговується весь стрілочний перевід, включаючи недоступні для великих машин ділянки (вістряк та осердя хрестовини); контроль методом вихрових струмів; відновлення профілю осердя хрестовини; при необхідності можлива реставрація зварювальних швів; машини для обробки поперечного профілю; машини для обробки поздовжнього профілю; знімання матеріалу при профілактичній обробці 0,3 мм; знімання матеріалу при технічному обслуговуванні точно в залежності від встановленої потреби; документальне підтвердження в письмовому або цифровому вигляді. Повна обробка стрілочного переводу з радіусом 300 м відбувається протягом чотирьох годин.

Планування ремонтів і заміна стрілочних переводів виконується відповідно до Положення про нормативні строки служби стрілочних переводів у різних експлуатаційних умовах та інших нормативних документів. Для покращення стану колійного господарства в системі технічного обслуговування стрілочних переводів на ПАТ «Українські залізниці» потрібно розробити і впровадити нову комплексну систему обслуговування стрілочних переводів. Основою даної системи повинно стати оновлення технічних засобів для контролю і обслуговування стрілочних переводів. Особливу увагу при цьому приділити профілактичному шліфуванню металевих елементів стрілочних переводів та документальному підтвердженню якості проведенні робіт. Це дозволить продовжити терміни служби стрілочних переводів та забезпечити безпеку руху поїздів.

Адаптація вимог нормативів з утримання земляного полотна країн ЄС до умов українських залізниць

Баль О. М.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна (Львівська філія)

The analysis of regulations at Ukrainian and EU railways for the subgrade requirements are given in the work.

Міністерство інфраструктури України декларує євроінтеграцію як головний і незмінний зовнішньополітичний пріоритет України, вбачає її основою стратегії економічного та соціального розвитку держави. Нинішній розвиток політичного діалогу між нашою державою та Європейським Союзом базується на впровадженні Україною Стратегії інтеграції до ЄС, на угоді про партнерство та Плані дій у рамках Європейської політики сусідства. Актуальним питанням в рамках дійсної технічної євроінтеграції є здійснення ґрунтового аналізу нормативно-технічної бази об'єктів інфраструктури українських залізниць відповідно вимогам ЄС.

Технічний регламент безпеки інфраструктури, який розроблений відповідно до Європейських вимог (Директив 2001/14/ЄС, 2004/49/ЄС, 2008/57/ЄС), визначає основні вимоги щодо проектування, виробництва, будівництва, монтажу, налагодження, експлуатації об'єктів інфраструктури залізничного транспорту. Цим документом визначено поняття «безпечний стан інфраструктури залізничного транспорту», при якому інфраструктура повинна мати відповідне технічне, технологічне, організаційне, кваліфікаційне забезпечення. Відповідно до технічного регламенту інфраструктура залізничного транспорту та її елементи повинні утримуватися та експлуатуватися відповідно до затверджених у встановленому порядку правил утримання відповідних об'єктів такої інфраструктури.

Об'єктом даного дослідження є нормативні документи, у яких відображені вимоги до земляного полотна на українських залізницях та у країнах ЄС, а також напрацювання інших організацій щодо їх узгодження. Слід відзначити, що, наприклад, контактною групою ОСЖД-ЕЖДА вже проведено аналіз технічних і експлуатаційних параметрів залізниць колії

1520 мм на кордоні СНД-ЄС, згідно якого проаналізовано навантаження на земляне полотно в різних державах і зроблено висновок, що вимоги до цього параметру є різні, та не завжди нормуються. Аналогічні роботи проводяться також іншими організаціями, серед яких слід відзначити працю Бондаренко І.О. «Особливості, що необхідно врахувати при відновленні стану земляного полотна». Автор в ній, серед іншого, звертає увагу на те, що на залізницях України відсутні затверджені нормативні вимоги за допустимим значенням пружного осідання за вимогами: щодо пластичних деформацій та зсувних руйнувань які визначені Єврокодами.

Таким чином, одним з першочергових завдань на сьогодні є розробка Технологічного регламенту діагностики земляного полотна, який передбачатиме моніторинг земляного полотна з використанням інструментальних методів та мобільних засобів і дозволить оцінити його реальний існуючий стан. Також виконується аналіз нормативних документів країн СНД та ЄС, у яких відображені вимоги до земляного полотна з метою адаптації їх до умов українських залізниць для забезпечення якісного функціонування системи управління безпекою залізничного транспорту.

Визначення енергозощаджуючого керування тепловозом під час рушання та розгону

Боднар Б. Є., Капіца М. І., Кислий Д. М.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ)

In modern conditions of rolling stock, increasing the efficiency of its use by reducing the cost of energy, including for traction by creating systems of power control of locomotives, in particular the use of operating cards, it is an urgent task. The article discusses ways to get a move on and set the speed of the train. Traction calculations with the definition of energy-efficient trajectories provide search according to a rational consumption of energy with time running trains.

Під час рушання з місця та набору швидкості поїзда машиніст поступово збільшує потужність локомотива, керуючись накопиченим досвідом, технічними особливостями рухомого складу та станом на колії. Від керуючих впливів та траєкторії розгону залежить витрата енергоресурсів, так як в цей момент поїзд накопичує кінетичну енергію. Плавний розгін поїзда може призвести до збільшення часу ходу та витрати енергоресурсів. Стрімкий розгін збільшує ймовірність боксування, підвищує навантаження на електричні та механічні вузли локомотива, а так само сприяє збільшенню витрати енергоресурсів.

Пуск та розгін важливо проводити, не допускаючи надто швидкого нарощування сили тяги. Це необхідно для того, щоб не допустити розриву поїзда та боксування колісних пар локомотива.

Вибір енергоефективного режиму розгону локомотива передбачає узгоджені найбільш економічні режими роботи всіх послідовно включених елементів передачі. Складність полягає в тому, що більшість характеристик мають нелінійний характер.

Для оцінки ефективності режимів рушання та розгону виконано розрахунок багатоваріантних траєкторій розгону поїзда з варіативними вихідними даними та оптимізація їх по двох параметрах – витраті енергоресурсів та часу ходу поїзда.

Розгін поїзда може проходити по великій кількості траєкторій при різних параметрах: ухил, маса складу, потужність локомотива та ін. Результатом розрахунків має бути побудована крива швидкості при кожній варіації вихідних даних, яка проходить через точку з фазовими координатами $V = 50$ км/год та $S = 3000$ м. При цьому визначається відповідна витрата палива та час ходу поїзда, яка залежить від керування потужністю.

Математична модель побудована на підставі Правил тягових розрахунків та базується

на інтегруванні рівняння руху поїзда по змінній швидкості з кроком $\Delta V = 1$ км/год.

Для узгодження режиму ведення з позицією контролера машиніста (ПКМ) математична модель обчислює потужність дизеля як функцію керуючого впливу. Оскільки питома витрата палива дизелем g_e враховує всі втрати – як механічні, так і теплові, то її обираємо за основу визначення витрат енергоресурсів. Зв'язок питомої витрати палива з позицією контролера машиніста відбувається з використанням нелінійних залежностей.

Розрахунок багатоваріантних режимів ведення поїзда дозволяє отримати результати, у вигляді залежностей витрати $g = f(i, N_{пкм})$ та часу $t = f(i, N_{пкм})$.

Для обробки результатів та узагальнення отриманих даних вводимо коефіцієнт енергоефективності k_p, u, i , фізичний зміст якого – витрата палива за одну хвилину, що приходить-ся на одну тону маси складу при певній потужності силової установки. Цільова функція локальної оптимізації для фази рушання та розгону $k_p^u, u, i = d^2 k_p, u, i / du^2 \rightarrow \max$. При побудові функції раціонального режиму керування локомотивом отримано систему рівнянь $N_{пкм} = f(Q, f, i)$.

Визначення механічних втрат в гідравлічних передачах локомотивів при стендових випробуваннях

Боднар Б. Є., Очкасов О. Б., Коренюк Р. О., Ключник І. А.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

The authors proposed a method of determining the mechanical losses in the hydraulic transmission during bench testing and modernized hydraulic test stand gears.

Після капітального ремонту гідравлічної передачі тепловоза проводяться обкаточні випробовування її на стендах. Метою випробувань є припрацювання вузлів та перевірка відповідності основних параметрів гідравлічної передачі нормативним значенням. На підприємствах, що ремонтують гідравлічні передачі, для проведення випробовувань використовують типовий стенд.

Одним з основних параметрів будь-якої механічної системи є її коефіцієнт корисної дії. Значення ККД гідравлічної передачі є комплексним параметром який характеризує її загальний технічний стан. Саму гідравлічну передачу слід розглядати як механічну та гідродинамічну системи. В гідропередачі присутні як механічні так і гідравлічні втрати.

Втрати в гідроапаратах залежать від частот обертання насосного та турбінного коліс, температури і властивостей турбінного мастила. Розробка методів визначення втрат в гідроапаратах при стендових випробуваннях вимагає додаткових досліджень. Механічні втрати складаються з втрат в зубчатих передачах та в підшипниках кочення. При стендових випробуванні гідравлічної передачі пропонується використовувати непрямі методи визначення втрат енергії. Одним з способів визначення механічних втрат є випробування гідропередачі в режимі «нейтралі». Режим нейтралі, це режим при якому муфти режиму та реверсу знаходяться в нейтральному положенні. При випробуваннях встановлюється частота обертів привідного валу 500 хв^{-1} при заповненому першому гідротрансформаторі. При встановленій даної частоти обертання відключається живлення привідного електродвигуна.

В якості параметру, за яким оцінюється технічний стан підшипників та зубчастих коліс, пропонується використовувати час зупинки турбінного валу. При цьому на тривалість вибігу впливає стан зубчастих коліс та підшипників турбінного валу, вторинного валу та валу реверса.

Величина механічних втрат, пов'язаних з обертанням привідного валу, головного валу, валу відбору потужності та привід масляних насосів визначається за різницею потужності, що споживає привідний електродвигун без з'єднання з гідропередачею та при роботі гідропередачі при незаповнених гідроапаратах.

Авторами апробована методика визначення механічних втрат в гідравлічній передачі при стендових випробуваннях та модернізовано стенд випробування гідравлічних передач. Вимірювання частоти обертання турбінного валу виконується за допомогою штатного датчика швидкості. Сигнал з датчика передається на мікроконтролер і в подальшому обробляється на ЕОМ. Визначення потужності привідного електродвигуна та навантажувального генератора виконується розробленою інформаційно-вимірювальною системою стенду. Система вимірює значення струму, напруги і частоту обертання якоря привідного двигуна та навантажувального генератора.

Отримані експериментальні дані підтверджують можливість використання запропонованої методики для визначення механічних втрат в гідравлічній передачі при стендових випробуваннях. Для більш повної оцінки технічного стану гідравлічної передачі, та визначення її ККД при стендових випробуваннях необхідно розробити методику визначення втрат в гідравлічній частині передачі. Також додатково необхідно провести серію випробувань для встановлення впливу найбільш поширених несправностей на втрати енергії в гідравлічній передачі.

Наближене визначення додаткового опору руху поїзда в аварійному режимі

Болжеларський Я. В.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна, Львівський НДІ судових експертиз

Additional resistance to the movement is determined for the train which derailed wheelset. The calculations are based on the parameters of traces on the sleepers.

На залізницях України нерідко мають місце випадки сходів рухомого складу з рейок, після яких колісна пара, що зійшла, продовжує рухатись по рейко-шпальній решітці. Схід колісних пар може відбутися і внаслідок зіткнення з автотранспортними засобами на залізничному переїзді. Додатковий опір руху, який при цьому виникає, має безпосередній вплив на величину фактичного гальмівного шляху поїзда. Методи розрахунку опору руху поїзда, які використовуються у теперішній час, не дозволяють з достатньою точністю врахувати вплив руху окремих колісних пар по рейко-шпальній решітці на величину гальмівного шляху. При проведенні залізнично-транспортних експертиз та службового розслідування виникають труднощі при визначенні місця початку застосування машиністом гальм, оскільки точність фіксації параметрів руху поїзда на швидкісній стрічці у даному випадку є недостатньою.

Враховуючи значення, яке мають результати службового розслідування та висновки судових залізнично-транспортних експертиз на подальшу долю працівників, що були причетні до розвитку залізнично-транспортної пригоди, уточнення методів тягових розрахунків аварійних режимів руху поїздів є актуальним.

Пропонується наближений метод розрахунку опору руху поїзда, у якому одна з колісних пар зійшла з рейок і продовжує рух по рейко-шпальній решітці.

Причиною виникнення додаткового опору руху після сходу колісної пари є втрата енергії, яка еквівалентна виконаній силою тяги додатковій роботі по його подоланню. Вказану енергію у першому наближенні розділено на наступні складові: втрата енергії на руйнування (утворення сліду) при коченні колісної пари по поверхні шпали E_1 ; втрата енергії при ударі колісної пари по шпалі E_2 ; втрата (дисипація) енергії у гасниках коливань E_3 .

Втрата енергії від підйому колеса на шпалу компенсується її набуттям при опусканні у міжшпальний простір, тому у даному випадку до уваги не приймається.

У пропонованому наближеному методі розрахунку приймаються наступні припущення: колісна пара являє собою два недеформівних диска однакового діаметру, що рівний діаметру колеса по вершинах гребенів; амплітуда коливань надресорної будови, які викликані проходженням колісною парою шпального ящика дорівнює максимальному ходу фрикційного гасника коливань; сліди від лівого та правого коліс колісної пари на шпалах є однаковими.

Для розрахунку прийняті наступні вихідні дані: довжина сліду кочення по шпалі – 0,174 м; глибина сліду кочення по шпалі 0,01 м; відстань між осями шпал 0,625 м; глибина сліду від удару по шпалі (у напрямку удару) 0,012 м; навантаження на вісь вантажного вагона 220 кН.

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень по визначенню величини перелічених вище складових втрат енергії встановлено, що для заданих вихідних даних $E_1 = 7595$ Дж; $E_2 = 1262$ Дж; $E_3 = 1260$ Дж. Загальна втрата енергії буде становити 10117 Дж. Для компенсації розрахованої втрати енергії при умові забезпечення сталої швидкості руху необхідно додатково розвинути силу тяги 16,19 кН. Величина додаткового опору руху поїзда, у якому одна з колісних пар рухається по рейко-шпальній решітці, буде рівною отриманому значенню додаткової сили тяги і становитиме 16,19 кН.

Залізнично-транспортна пригода як вид події з негативним наслідком

Болжеларський¹ Я. В., Джус² О. В., Джус¹ В. С.

¹Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна

²Львівський НДІ судових експертиз

There are differences in railway terminology that make confusion with the planned purpose.

На сьогоднішній день транспортні пригоди залишаються об'єктивною реальністю, а проблема забезпечення функціонування транспортних систем буде актуальною і надалі. Важливе місце у профілактиці залізнично-транспортних пригод відіграє їх аналіз і надання рекомендацій по запобіганню подібних випадків у майбутньому. З цією метою видаються нормативні документи та методичні посібники у яких важливе місце займають питання класифікації залізнично-транспортних пригод.

Слід зазначити, що у теперішній час в україномовній науковій літературі та нормативній документації існують певні розбіжності у трактуванні понять «подія» та «пригода». Так Укрзалізницею розроблено Положення про класифікацію транспортних подій на залізницях України, у якому вживається термін «залізнична транспортна подія». У той же час у Правилах дорожнього руху використовується термін «дорожньо-транспортна пригода». У системі судової експертизи загальноприйнятим є термін «залізнично-транспортна пригода». Слід зазначити, що в Рекомендаціях щодо вживання термінів та визначень з безпеки руху поїздів *транспортна пригода* визначається як непередбачена, несподівана, пов'язана з ризиком *подія*.

На нашу думку така розбіжність у термінології викликана сприйняттям науковцями, які отримували знання російською мовою у часи існування Радянського Союзу терміну «пригода» як «*рос - приключение*»). У той же час одним з перекладів українського слова «подія» на російську мову є «событие».

Таким чином під терміном «подія» – (рос. «событие») слід розуміти будь-яке явище, яке *відбувається* на залізничному транспорті. Відправлення поїзда – це залізнично-транспортна подія, перемикання сигналу світлофора – це також залізнично-транспортна подія. *Транспортна пригода* ж у такому випадку – це вид *транспортної події* з негативними наслідками. Наприклад: висадку пасажирів з поїзда слід трактувати, як одну зі звичайних

залізнично-транспортних подій, а травмування пасажирів при висадці являє собою залізнично-транспортну пригоду - подію, яка має негативні наслідки.

Оцінку (величину) негативного наслідку можна встановити за допомогою різних, уже існуючих критеріїв, таких як: кількість постраждалих людей, рівень пошкодження рухомого складу, вантажу, об'єктів транспорту, шкода довкіллю, вартості відновлювальних робіт і інших. Слід зазначити, що схожі підходи до оцінки втрат у ЗТП та витрат на їх ліквідацію є загальноприйнятими у європейських державах, у США та державах СНД. Уніфікація вказаних критеріїв сприятиме підвищенню рівня інтероперабельності залізниць України.

Чітка термінологія, направлена і організована щоденна робота з покращення рівня стану безпеки руху, вдосконалення системи управління безпекою руху поїздів в Україні і встановлення єдиного порядку організації та виконання робіт зі здійснення заходів, спрямованих на забезпечення безпеки руху та контролю за їх виконанням, обов'язково буде відображена зменшенням кількості транспортних пригод та покращення усіх залежних від цього показників.

Аналіз впливу колісної пари на процес деформативної роботи колії

Бондаренко І. О.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна (Львівська філія)

The purpose of this study is to study the need to establish technical limits of the railway track under trust status for the possibility of the formation of regulatory safety and functional safety of railway track Ukraine. To achieve the objectives of the research methods used methods of analysis of features of contact cooperation of rail and wheel are used characteristic for external conditions of Ukraine railway.

Для оцінки надійної та функціонально безпечної роботи колії необхідно визначити критерії для встановлення меж технічних станів залізничної колії відповідно станам надійності та на їх основі сформувати нормативну базу з надійності та функціональної безпеки залізничної колії України.

Для встановлення критеріїв розглянуто життєвий цикл деформативної роботи залізничної колії, що характеризується змінами реакції колії на взаємодію колії та рухомого складу протягом всього терміну служби колії.

Основними факторами, що впливають на реакцію конструкції колії від впливу колісної пари є: положення колісної пари в колії та стан елементів колії і коліс. Ці фактори формують місця та види контакту взаємодії контактуючих елементів та визначають вектори сил впливу, що викликають прискорення елементів конструкції колії. Прискорення формують сили інерції елементів, що вносять зміни до процесу деформативності колії, який характеризує її надійну та функціонально безпечну роботу.

Для визначення процесів деформативності використано засади теорій пружності та розповсюдження хвильового процесу при описі взаємодії колії та рухомого складу.

При формуванні вхідних умов в роботі по-перше, враховано коливальний рух рухомого складу в поперечній площині відносно колії. Для цього проаналізовано вплив співвідношення ширини колії та параметрів коливання рухомого складу в поперечній площині.

По-друге, в залежності від параметрів коливання визначено розташування контактних площадок взаємодії коліс і рейок вздовж колії. Враховано, що якщо радіус кривої по якій рухається колісна пара більше за мінімальний радіус кривизни траєкторії колісної пари, то відбувається одноточковий контакт. Якщо зазначена умова не виконується, то відбуваються одноточковий, конформний та двоточковий контакти. Чим менше різниця між зазначеними радіусами, тим менше частина одноточкового контакту за рахунок збільшення частоти

коливального руху в поперечній площині. При двоточковому контакті колесо контактує з рейкою в двох точках по вертикалі в площині кочення рейки з диском кочення і по горизонталі в площині заокруглення бічної грані рейки з гребенем колеса. По поверхні кочення контакт відбувається в режимах кочення та ковзання. По бічних гранях контакт відбувається в режимі ковзання. Оскільки кривизна в головці рейки окреслена трьома радіусами, а рух має синусоїдальну траєкторію, то площадка контакту на бічній грані має забіг відносно площадки на поверхні кочення, та при зміні напрямку коливання відбувається ковзання, при якому контактні площадки наближуються до розташування обох в одному перетині.

По-третє, враховано зміну контактів взаємодії колії та рухомого складу при використанні старопридатних рейок. Так за «Положенням про проведення планово-запобіжних ремонтно-колійних робіт на залізницях України» нові рейки, що покладені в I, II, III та IV (при $B > 30$ млн.т.км.брутто/км. на рік) категорії вилучаються зі боковими зносами 7 та 15 та 18 мм та приведеними відповідно 9, 12 та 16 мм. Та укладаються у IV (при $B \leq 30$ млн.т.км.брутто/км. на рік), V, VI та VII категорії колії, де вони експлуатуються при зміні величини бокового зносу з 0 мм до 15 мм або до 18 мм в залежності від вантажонапруженості й максимальної встановленої швидкості руху поїздів. При цьому ці старопридатні рейки вже мають вертикальний знос відповідно 6, 4 та 7 мм. Переукладання рейок застосовується і при зміні кантів рейок в кривих ділянках колії.

При аналізі впливу колісної пари на колію проаналізовано зміну впливу колісної пари на деформативність колії в залежності від стану кожного елементу конструкції для можливості формування нормативної бази з надійності та функціональної безпеки залізничної колії. Дане дослідження допоможе впровадженню стандартів з надійності та функціональної безпеки на залізницях України, забезпечить підвищення інформаційної ефективності в розглянутій сфері, забезпечуючи взаєморозуміння, єдність подання і сприйняття інформації.

Результати робіт з розробки пропозицій зі зменшення перекосу рам візків в локомотивах з тяговим приводом другого класу

Бондарев¹ О. М., Бондарев² О. О.

¹Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна,

²ПАТ Українська залізниця, Україна

In the report the analytical decision of the problem of reduction quasi static skew of two axels carriages frames is discussed by use the spring sets with different rigidity in the first level of suspension.

Досвід експлуатації локомотивів та моторних вагонів моторвагонного рухомого складу з тяговими приводами другого класу та двовісними візками, в яких використовується одностороння передача тягового крутного моменту виявих, що при рухові в режимі тяги або рекуперативного гальмування спостерігається перекося рами візків. Це явище приводить до нерівномірної навантаженості елементів першого та другого ступенів підвішування. Особливо це відчувається в одиницях рухомого складу, в яких використовуються тягові двигуни потужності більш 1000 кВт.

Щодо прийняття рішень на етапі проектування та створення нових одиниць рухомого складу, які були б спроможними забезпечити зменшення перекосу рами візків та більш рівномірну навантаженість вузлів першого та другого ступенів підвішування за участю авторів доповіді було розроблено відповідні математичні моделі.

На підставі розроблених математичних моделей були отримані аналітичні вирази, які надали можливість аналізувати вплив параметрів розташування елементів тягового при-

вода та засобів передачі тягового зусилля від рами візка до кузова локомотива на приклад електровоза ДС 3. На підставі проведених досліджень було запропоновано заходи, які можуть сприяти зменшенню величин перекосів.

Так зменшення величин перекосів можливо досягнути за рахунок:

1. найкращого обрання положення точки кріплення кронштейна тягового редуктора до шворневої балки рами візка, а також кута його нахилу у вертикальній площині;

2. зменшення передаточного відношення $\mu = \frac{r_{зк}}{r_{ш}}$ та наступного збільшення частоти

обертання ротора тягового двигуна для забезпечення встановленої в технічному завданні швидкості руху локомотива;

3. точка кріплення кронштейна до корпусу тягового редуктора повинна бути розташована нижче осі колісної пари;

4. використання пружинних комплектів прешого ступеня підвішування з різною жорсткістю;

5. раціонального кута нахилу похилої тяги передачі тягового зусилля

біль пружинних комм. Як виявили результати експлуатації та виконаних експериментальних досліджень в локомотивах та в моторних вагонах, де використовуються Для досягнення 3 метою зменшення перекосу рам двовісних візків, який виникає в режимі тяги або рекуперативного гальмування локомотивів і моторвагонних одиниць з тяговими приводами з однібічною передачею тягового моменту, розглянуто варіант, коли у першому ступені підвішування можуть бути встановленими пружинні комплекти із різними значеннями жорсткостей.

Якщо розв'язати систему рівнянь статичної рівноваги [1] відносно кутів поворотів рами візка щодо поздовжньої $\varphi_{p.s}$ та поперечної $\theta_{p.s}$ осей, при умові, що жорсткість комплекту, де спостерігаються найбільші стискаючі та розтягуючі деформації буде збільшуватися відносно усередненої жорсткості κ_{cp} на величину $\Delta\kappa_{cp}$, а тих, де найменші - буде зменшуватися на подібну величину, отримаємо наступні вирази

$$\varphi_{p.s} = \frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{c_1\kappa_{cp}a_{\delta} - c_2\Delta\kappa_{\delta}}{4a_{\delta}^2\kappa_{\delta}(\kappa_{cp}^2 - \Delta\kappa^2)} \quad , \quad \theta_{p.s} = \frac{\Delta_2}{\Delta} = \frac{c_2\kappa_{cp}\theta_{\delta} - c_1\Delta\kappa_{\delta}}{4a_{\delta}^2\theta_{\delta}(\kappa_{cp}^2 - \Delta\kappa^2)} \quad (1)$$

Різності між стисканнями пружинних комплектів на першій колісній парі визначимо за співвідношенням

$$\Delta^* = \Delta_{1,1} - \Delta_{1,2} = \frac{c_1a_{\delta}\kappa_{cp} - c_2\theta_{\delta}\Delta\kappa}{2a_{\delta}^2\theta_{\delta}(\kappa_{cp}^2 - \Delta\kappa^2)} \quad (2)$$

Для пошуку раціональних значень зміни жорсткості $\Delta\kappa$, при яких різність між переміщеннями Δ^* буде найменшою, розглянемо наступні варіанти. Припустимо, що різність між стисканнями пружин ресорних комплектів Δ^* дорівнює нулю. З формули (2) слідує, що в такому випадку $\Delta\kappa = \frac{c_1a_{\delta}\kappa_{cp}}{c_2\theta_{\delta}}$. (3) У другому варіанті розглянемо задачу пошуку екстремуму Δ^* , як функції залежної від зміни жорсткості $\Delta\kappa$ і спробуємо знайти такі значення $\Delta\kappa$, при яких Δ^* буде мати найменші значення. Дорівнюючи вираз похідної (4) нулю

$$\frac{\partial \Delta^*}{\partial \Delta\kappa} = \frac{6c_2\theta_{\delta}^2a_{\delta}\Delta\kappa^2 - 4c_1\theta_{\delta}a_{\delta}^2\kappa_{cp}\Delta\kappa - 2c_2a_{\delta}\theta_{\delta}^2\kappa_{cp}^2}{4a_{\delta}^2\theta_{\delta}^2(\kappa_{cp}^2 - \Delta\kappa^2)^2} = 0, \quad (4)$$

отримаємо для визначення $\Delta\kappa$ вираз, якій є функцію параметрів: жорсткості підвішування; тягової передачі та геометрії розташування елементів тягового приводу і колісних пар

$$\Delta\kappa = \kappa_{cp} \frac{c_1a_{\delta} + \sqrt{c_1^2a_{\delta}^2 + 3c_2^2\theta_{\delta}^2}}{3c_2\theta_{\delta}}. \quad (5)$$

1. Бондарев О.М., Дзічковський Є.М., Рижова Т.О., Бондарев О.О. Зменшення перекосу рам візків локомотивів при русі в режимах тяги, або рекуперативного гальмування. Збірник наукових праць КУЕТТ. вип.7, Київ 2005. с. 5-10.

Выбор конструктивных решений элементов вагонов с малой массой тары

Бороненко Ю. П., Филиппова И. О.

ФГБОУ ПГУПС, АО «НВЦ «Вагоны»

A new approach to building cars with light dead weight proved by applying of new technical solutions for wage design of high-strength steels. The described approach is based on minimizing the use of welded joints in areas with high dynamic stresses and the use of bolts and rivets.

Снижение тары вагона является одной из приоритетных задач вагоностроителей. Меньшая тара позволяет повысить грузоподъемность, сократить расходы на закупку материалов, снизить стоимость вагона, сократить расходы на тягу и увеличить погонную нагрузку нетто. Однако успехи в этом направлении минимальны. Тара новых вагонов не уменьшается, а зачастую даже растет.

Рассматриваются основные проблемы создания грузовых вагонов с малой тарой при использовании высокопрочных сталей ($\sigma_{\text{в}} \geq 1300$ МПа) - большая гибкость конструкции в целом, низкая прочность сварных соединений при действии динамических нагрузок. Анализируются материалоемкость, гибкость, прочность и выносливость несущего узла вагона, изготовленного различными способами из трех марок сталей (09Г2С, Optim 960 QC, 30ХГСА).

Приводятся результаты расчетов усталостной прочности изделия в соответствии с различными рекомендациями. Показывается, что в зависимости от используемых нормативных документов существенно изменяется масса тары проектируемого узла вагона (более двух раз). По действующим «Нормам для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» 1996 года, при применении высокопрочных сталей, вместо стали 09Г2С, массу кузова вагона можно снизить почти в 2 раза. Новый ГОСТ 33211-2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам» устанавливает чрезвычайно низкие пределы выносливости сварных соединений высокопрочных сталей (менее 30 МПа). Масса изделия не уменьшается, а в некоторых случаях даже увеличивается. Это делает использование высокопрочных сталей при применении типовых технических решений несущих узлов неэффективными.

В докладе предлагаются конструктивные решения, которые выводят сварные соединения из зон с высоким уровнем динамических напряжений. В случаях, когда конструктивно решить эту задачу не удастся, предлагается перейти на другие виды соединений: болтовые и болтозаклепочные (вытяжные и резьбовые). Анализируются преимущества и недостатки различных типов соединений для изготовления металлоконструкций вагонов без использования сварки. Оценивается возможность и эффективность применения для сборки узлов вагонов крепежа типа Lock-bolt, Hack-bolt, MaxLok и т.п. с учетом использования имеющегося оборудования для их установки. Проведенные расчеты показали, что несмотря на ослабление основного сечения несущего элемента отверстиями при установке болтов-заклепок, за счет многократно более высоких допускаемых напряжений, массу конструкции кузова можно существенно снизить.

Основным недостатком предлагаемых технических решений является увеличение трудоёмкости изготовления сборочных единиц вагонов, которую можно будет минимизировать работой с металлургической промышленностью по созданию нового сортамента высокопрочных сталей для транспортного машиностроения.

Перспективные грузовые вагоны

Бубнов В. М.

ООО «Головное специализированное конструкторское бюро вагоностроения» имени
В. М. Бубнова

Современный этап экономического развития характеризуется спросом на подвижной состав, обеспечивающий максимальную провозную способность.

В этом случае, в качестве общесетевого показателя эксплуатационного совершенства вагона может рассматриваться погонная нагрузка нетто (наряду с коэффициентом тары вагона - показателем конструкторского совершенства).

С учётом указанной тенденции ГСКБВ разработало целый ряд вагонов с улучшенными технико-экономическими характеристиками.

Среди них:

- вагон-цистерна для нефтепродуктов;
- вагон-термос для перевозки скоропортящихся грузов;
- полувагон с осевой нагрузкой 25 т/ось;
- полувагон для перевозки щепы;
- контрейлерный вагон-платформа;
- секционный вагон-платформа для крупнотоннажных контейнеров.

Кроме того, разработаны перспективные конструкции тележек грузовых вагонов, в том числе, с осевой нагрузкой 25 т.

В докладе освещаются конструктивные решения, заложенные в перспективных вагонах, а также рассматривается их влияние на провозную способность.

Уменьшение интенсивности бокового износа взаимодействующих элементов рельсового пути и ходовой части подвижных единиц при значительном снижении коэффициента трения на контактных поверхностях

Булат А. Ф., Говоруха В. В., Волошин А. И.

ИГТМ им. Н.С. Полякова

The basic directions of solving the problem of reducing the lateral wear of the interacting elements of the track and running parts of the rolling stock by creating new properties and the ideal state of the contact surfaces with a significant reduction in the coefficient of friction on the working surfaces of rail parts and wheel flanges of wheel pairs.

Интенсивность бокового износа рельсовых элементов в кривых малых радиусов достигает 0,6 мм на 1 млн т пропущенного груза. Учитывая максимально допустимый износ головки рельса по боковой грани (21-26 мм, при скоростях до V- 40км/ч), ресурс работы рельсов по критерию износа составит 1,5-2 года при среднем грузопотоке 35-40 млн брутто, а при интенсивном движении поездов и износе боковой части головки рельса ресурс работы рельсов составляет меньше одного года. Износ элементов стрелочных переводов при интенсивном движении по боковому направлению составляет около 0,3 - 0,5 мм на 1 млн т пропущенного груза.

При таких характеристиках интенсивности износа элементов рельсового пути ежегодно требуется до 25-30 тыс т новых рельсов и около 5 тыс криволинейных острияков с рамными рельсами.

Ежегодные расходы на приобретение рельсов и элементов стрелочных переводов составляют более 1,1 млрд грн. При учете транспортных и технологических процессов замены

непригодных элементов верхнего строения пути формируются значительные потери для путевого хозяйства ПАТ «Укрзалізниця». Также, интенсивно изнашивается гребень колеса на подвижном составе, что приводит к необходимости наплавки реборд колес и замены колесных пар, а также появлению подрезов и остроконечного наката гребней колес на элементы пути.

Применение рельсосмазывающих установок и используемых масляных смесей различных производителей проекта 1901.000.СБ (Украина), фирмы LicolnGmbH (Германия), ООО «Машиностроитель» (Россия) и др. позволяет увеличить ресурс работы рельсов и криволинейных остряков в 1,5-2,5 раза. Для лубликации используются масла «АЗМОЛ-РЕЛЬСОЛ» (Украина), масла Addinon Spurkantzett 2 МО (Германия).

Для уменьшения интенсивности бокового износа взаимодействующих элементов рельсового пути и ходовой части подвижного состава в Институте геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины совместно с Научно-инженерным центром «Экология-Геос» созданы специальные масляные смеси и другие материалы. Применение этих смесей и материалов с использованием существующих или новых рельсосмазывающих устройств обеспечит значительное снижение коэффициента трения на контактных поверхностях взаимодействующих элементов, а также обеспечит формирование новых устойчивых свойств и характеристик контактных поверхностей взаимодействующих элементов без последующего постоянного нахождения масел на этих поверхностях.

Ресурс работы металлических элементов пути и ходовой части подвижного состава предусмотрено увеличить в 3-5 раз за счет создания новых свойств и идеального состояния контактирующих поверхностей с весьма низким коэффициентом трения на взаимодействующих поверхностях.

Сравнение математических моделей тепло- и массообменных процессов в ячейке химического источника тока для подвижного состава железных дорог

Бурылова Н. В.

Институт транспортных систем и технологий НАН Украины

Different approaches to construction of a mathematical model that describes the basic physical and chemical processes in an electrochemical cell of the storage battery for railway transport are formulated, tested and compared.

Для обеспечения бесперебойной работы электрооборудования подвижного состава железных дорог в качестве автономных источников энергоснабжения используются химические источники тока – аккумуляторы. Работа таких устройств сопровождается сложными физическими и химическими процессами: гидродинамическими течениями, теплопередачей, электродинамическим взаимодействием ионов, химическими реакциями активных компонентов в жидкой фазе и на поверхности раздела фаз. Поэтому разработка математической модели тепло- и массообменных процессов, протекающих в ячейке аккумуляторной батареи, – важное направление исследования электрохимических систем.

Решение общей системы уравнений для объема электролита, а тем более сопряженной задачи, даже в стационарных условиях получить очень сложно, и во многих практически интересных случаях такие решения еще не получены. В настоящей работе показывается эффективность поэтапного рассмотрения отдельных сторон процесса, который определяет тепло- и массообмен в электрохимической системе, а также эффективность использования для решения поставленных задач методов математического моделирования и численных методов расчета.

Исследование массообмена в электрохимических системах начато с математического моделирования приэлектродных процессов, поскольку именно в областях вблизи электродов происходят основные физико-химические преобразования. В качестве исследуемой области

взято пространство отрицательного электрода, что дало возможность рассматривать массообмен в одномерной диффузионной постановке.

Для моделирования тепло- и массообмена в объеме электролита электрохимической ячейки предполагалось, что скорость химических реакций намного больше, чем скорость основных (гидродинамических и тепломассообменных процессов), то есть использовано приближение каталитической стенки. Рассматривается ячейка аккумулятора с двумя вертикально расположенными электродами (положительным и отрицательным), помещенными в раствор электролита. Для описания процессов в электрохимической ячейке использованы уравнения гидродинамики, тепломассообмена и электродинамики, которые записаны для раствора в целом и для его отдельных компонентов.

Проведены две серии расчетов. В первой серии расчетов были исследованы зависимости концентраций компонентов, температуры электролита и плотности тока от времени. Во второй серии расчетов определялось влияния геометрических характеристик ячейки на распределения составляющих скорости. Проведено сравнение двух методик: решения задачи в диффузионной постановке и в приближении каталитической стенки.

Полученные результаты улучшают понимание особенностей химически реагирующих течений в замкнутых объемах, позволят выбирать оптимальные параметры химических источников тока для подвижного состава железных дорог.

Вплив температури відпуску на структуру і властивості низьколегованої сталі після гартування

Вакуленко І. О., Проїдак С. В., Грищенко М. А.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

The complex properties after the preliminary speed-up cooling of low carbon steel is determined correlation of development processes redistribution and annihilation defects of crystalline structure at tempering. Tempered of temperatures in the middle interval provides recombination of considerable part of dislocations which are formed as a result of phase transformation at cooling of metal.

На прикладі низьколегованої сталі 30XC2 у вигляді стрижнів діаметром 8 мм проведені дослідження стосовно досягнення високоміцного стану після термічного зміцнення. В якості термічної обробки використовували повне гартування з послідовним відпуском у визначеному інтервалі температур. Після гартування межі плинності ($\sigma_{0.2}$) та міцності (σ_s) досліджуваної сталі складали 1580 та 1780 МПа відповідно, з відносними видовженням (δ) та звуженням (ψ) 12 та 53%. Дослідженнями було визначено, що після гартування мікроструктура складається в основному з рейкового і двійникового мартенситу. Залишковий аустеніт за даними рентгеноструктурного аналізу не був визначений. Відпуск сталі при температурі 200 - 350 °C приводить до зниження σ_s на рівні 200 МПа з незначним підвищенням пластичних властивостей. Використання методик кількісного рентгеноструктурного аналізу визначив, що в процесі відпуску відбувається зниження густини дислокацій і мікронапружень мартенситних кристалів. Аналіз характеру зміни σ_s і параметрів кристалічної будови металу свідчить про існування кореляції між ними. Так, існуючій немонотонності на кривій зниження σ_s при температурі відпуску 300-350 °C відповідають аномалії на залежностях зміни поширення рентгенівської інтерференції (220) і мікронапружень. Наведений характер зміни властивостей міцності і пластичних характеристик обумовлений переходом атомів вуглецю з твердого розчину на дислокації, що приводить, одночасно з анігіляцією, до зниження густини їх рухомої частини, формування осередків з підвищеною концентрацією вуглецю і

карбідної фази. Підвищення температури відпуску до 450-500 °С супроводжується цілком очікуваним прискоренням розвитку процесів пом'якшення. Аналіз залежності свідчить, якщо при температурах відпуску поблизу 350 °С досягається зниження межі міцності до 120 МПа в порівнянні зі станом після гартування, то після температури 400 °С величина зниження стає приблизно в два рази більшою (220 МПа). Наведеному зменшенню σ_s відповідає зниження густини дислокацій в сталі. При температурах відпуску 500-550 °С на кривій залежності σ_s знову виникає затримка в монотонному зниженні вказаної характеристики з подальшим прискоренням при 600 °С. Оцінка абсолютних величин зниження властивостей міцності і зростання характеристик пластичності досягає достатньо великого рівня. Відпуск при температурі 600 °С низьколегованої сталі після гартування супроводжується зменшенням $\sigma_{0,2}$ і σ_s приблизно на 45% ($\sigma_{0,2}$ зменшується від 1580 МПа до 875 МПа). Відповідний інтервал зміни σ_s дорівнює: від 1780 МПа після гартування до 1000 МПа після відпуску при 600 °С. Дослідженнями субструктури визначено, що починаючи від температур відпуску 400 °С виділення вуглецю з твердого розчину, зниження густини дислокацій і їх рекомбінація, коалесценція полігональних чарунок є основними чинниками пом'якшення металу.

Решение задачи надежности транспортного средства с учетом внешнего случайного кинематического воздействия и различных моделей накопления повреждений

Вамболь С. А., Мищенко И. В.

Национальный университет гражданской защиты Украины

The structural elements reliability characteristics calculation problem using the different models of the damage accumulation both a linear model and a non-linear model is investigated to prevent the emergency situations on the transport vehicle. The external casual kinematics influence is assumed to be random one. The problem of reliability is solved for this case using the kinetic equations for the fatigue damage measure of damage and Markov process theory mathematical means.

Для большого количества машиностроительных конструкций, в том числе, и на транспорте, характерной особенностью является работа в условиях случайного нагружения, причем эффект действия случайных возмущений играет существенную, а иногда и определяющую роль. Это приводит к необходимости решения задачи статистической динамики. Полученные результаты представляют самостоятельный интерес, одновременно являясь исходной информацией для решения задачи надежности при постепенных отказах, на долю которых приходится около 80% всех отказов машин, аппаратов и конструкций, возникающих по причине накопления в них различного рода повреждений (усталость, рост трещин, износ и т.п.). В элементах транспортного средства происходит накопление повреждений, анализ которых и определение их уровня является необходимым при проведении погрузочно-разгрузочных работ и возможной дальнейшей транспортировке.

В работе рассматривается задача определения показателей надежности элементов конструкции транспортного средства на примере автомобиля при движении по дороге с учетом неровностей. В этом случае внешнее кинематическое воздействие представляет стационарный нормальный случайный процесс со спектральной плотностью в диапазоне 0...50 Гц и известным распределением ударных ускорений при перевозках по дорогам различного качества. Анализ известных гистограмм ускорений при определении загруженности несущих узлов и деталей автомобиля (движение по грунтовой дороге, старому засыпанному щебнем шоссе, бетонированной автостраде) показывает диапазон изменения ускорений от 8 м/с² до

-8 м/с^2 . Спектральная плотность в интервале $0 \dots 20$ Гц на один-два порядка превышает уровень спектральной плотности за пределами указанного диапазона.

Для полного описания процесса разрушения необходимо располагать двумя различными уравнениями повреждений, одно из которых относится к первой стадии рассеянных повреждений, второе – ко второй стадии локальных повреждений. При постепенных отказах в качестве компонент вектора параметров работоспособности $z(t)$ удобно взять меры повреждений в заданных точках конструкции, соответствующие различным моделям постепенных отказов. Кинетические уравнения повреждений, описывающие процесс накопления повреждений во времени при постепенных отказах механического происхождения, в самом общем виде используют в правой части детерминированную неотрицательную для кумулятивных моделей отказов скалярную линейную или нелинейную функцию. Последняя зависит от амплитудных значений параметра напряженно-деформированного состояния при простом гармоническом нагружении, вектора параметров базовых зависимостей, вектора параметров, характеризующих влияние внешней среды.

Для определения плотности вероятности меры повреждения используется математический аппарат двумерных марковских процессов, по которой определяются все основные показатели надежности для кумулятивных моделей накопления повреждений: вероятность безотказной работы и плотность вероятности отказов.

Structural Health Monitoring of Vibroshock Damper under Experimental Data

Volkova V. E.

Faculty of Civil Engineering, SHEI National Mining University

Expanding capacities of technological equipment, high speed rates and cargo-carrying capacities in transport vehicles on the background of the increasing seismic activity have raised the significance of the dynamic design calculations which must ensure maximal reliability of the systems. Either the theoretical and computational approach or the theoretical and experimental approach is generally accepted as a method of constructing dynamic models.

The reduction of oscillation amplitudes of structural elements is necessary not only for maintenance of their durability and longevity but also for elimination of a harmful effect of oscillations on people and technology operations. The dampers are widely applied for this purpose. One of the most widespread models of structural friction forces having piecewise linear relation to displacement was analyzed.

The construction of mathematical model satisfactorily describing or predicting operation of object, process or system is an integral part of any problem of prediction of dynamic behavior of mechanical systems.

Methodology of applied analysis of discrete time processes abounds with a great assortment of methods and algorithms intended for solving the problems of the identification. Many of these techniques are, as a matter of fact, no more than the additions or generalizations of the previously developed practices for a particular subject area. Therefore, it would be appropriate to classify them not according to their applicability to the certain subject areas, but in conformity with the principal approach (statistical, spectral, wavelet, fractal, nonlinear-dynamic, etc.) that has been taken in the analysis of a set of the time processes. One of the most significant tasks is to evaluate information inherent in a time process.

Dynamic behaviour of mechanical systems is usually presented as oscillating processes in various graphic forms such as time processes, the Lissajous patterns and hodograph. Such patterns of presentations enable to determine the type of a process and to perform numerical estimations of

its characteristics, but do not disclose any properties of the governing system. Unlike them classic phase trajectories have the row of advantages.

In most of the previous analyses, damages are characterized by changes in the modal parameters, for example, natural frequencies, modal damping ratios and mode shapes. The calculating process is done using data from the structure in some initial and usually assumed undamaged condition, and then is repeated at periodic intervals or after some potentially damaging event that triggers the assessment process. Structural parameters such as stiffness matrix constructed from identified modal parameters may also be used for damage detection and localization. These methods have prevented their use in most “real-world” applications. At first, it involves fitting a linear physics-based model to the measured data from both the healthy and potentially damaged structure. Often these models do not have the fidelity to accurately represent boundary conditions and structural component connection, which are prime locations for damage accumulation. Also, this process does not take advantage of changes in the system response that are caused by non-linear effects. There is also research using other damage-sensitive features without the need to identify the modal parameters, such as novelty analysis with auto-regressive models.

A phase space in classic mechanics is represented as a multidimensional space. As is has been shown by the previous investigations the expansion of a phase space by taking into account the phase planes y, \ddot{y} and \dot{y}, \ddot{y} substantially promotes the efficiency in analyzing a dynamic system behaviour. Hereby, we pass on to a three-dimensional phase space confined with three coordinate axes, i.e. displacement, velocity and acceleration. An interest taken into accelerations in dynamic systems is conditioned by the fact that these accelerations are more sensitive to high-frequency components in oscillating processes. Phase plane y, \ddot{y} is of particular interest in the analysis of dynamic system behaviour, because it allows a more evident interpretation of power relations in the dynamic system under investigation.

Моделирование движения грузового поезда с локомотивом, оснащенным электродинамическим тормозом

Ворожун И. А., Шимановский А. О., Заворотный А. В.

Белорусский государственный университет транспорта

There were carried out investigations of train movement on the road section with a variable gradient. The mathematical model of train motion was worked out and it considers the peculiarities of design scheme specified by the application of the electrodynamic braking. There were determined the longitudinal forces in the intercar connections for the case of train motion with electrodynamic braking along the described road profile.

В настоящее время на Белорусской железной дороге внедряется новое поколение электровозов, в которых производителями заложена возможность электродинамического торможения. Однако опыт эксплуатации новых тормозов показал, что при движении по участкам с переменным уклоном в межвагонных соединениях могут возникать значительные силы. При этом коэффициент устойчивости против схода с рельсов оказывается меньшим единицы, что может стать причиной аварии. Целью представленной работы является разработка методик динамического анализа торможения поезда с целью определения безопасных режимов применения электродинамического тормоза.

Рассмотрен процесс торможения состава, состоящего из четырехосных вагонов, на пути с переменным профилем. При создании математической модели движения поезда по участку пути с переменным уклоном использованы следующие допущения: вагоны считаются абсолютно твердыми телами и соединены между собой упругими связями; движение групп вагонов рассматривается на участках с различными уклонами пути; зазоры в межва-

гонных связях отсутствуют; массы вагонов сосредоточены в их центрах масс. Вертикальными колебаниями, а также угловыми перемещениями вагонов пренебрегаем.

С учетом принятых предположений составлены динамические уравнения движения состава, состоящего из груженных и порожних вагонов. В ходе исследований рассматривалось расположение группы порожних вагонов для случаев их размещения как в первой трети состава, так и его в середине, и в конце. При проведении расчетов использовался инженерный пакет MathCAD.

В ходе моделирования движения конкретного железнодорожного состава определялись кинематические параметры движения вагонов (координаты, скорости и ускорения), тормозная сила электровоза, силы взаимодействия между вагонами. В качестве исходных данных приняты зависимости скорости и пройденного пути от времени, которые получены путем аппроксимации показаний скоростемера электровоза, следующего по рассматриваемому участку. Также с использованием ленты скоростемера были определены моменты включения и отключения тормозов (локомотивного электродинамического и пневматического).

Выполненные расчеты показали, что при движении по рассматриваемому участку пути деформации автосцепок не превышают 100 мм. Таким образом, использованная модель описания ее работы, предполагающая линейную зависимость силы от деформации, адекватно описывает динамику системы. Установлено, что при включении электродинамического тормоза локомотива максимальные продольные силы в межвагонных соединениях вагонов убывают по мере увеличения номера вагона. Эти силы практически не зависят от расположения порожних вагонов по длине состава, а допускаемое для порожних вагонов значение сжимающей силы 500 кН не превышает только в последней трети состава.

Разработанные методики динамического анализа торможения поезда могут быть использованы для установления рациональных режимов торможения на электрофицированных участках железных дорог.

Умови забезпечення якості відновлених наплавленням залізничних коліс

Гайворонський О. А., Позняков В. Д., Клапатюк А. В.

ІЕЗ ім. Є.О.Патона НАНУ

The technological features of recovery surfacing worn ridges of solid-rolled railway wheels. The influence of technology to change the physical and mechanical properties of the metal in the heat-affected zone of wheel steel. The main technological parameters of the welding process to ensure reliable quality remanufactured wheels.

Встановлено, що опірність крихкому руйнуванню та утворенню тріщин відновлених наплавленням залізничних коліс в значній мірі залежить від фазово-структурного стану та пластичних властивостей металу в зоні термічного впливу (ЗТВ). Структурний стан металу ЗТВ в колесі при наплавленні можливо регулювати за рахунок застосування попереднього підігріву ободу колеса перед наплавленням, системи легування зварювальних матеріалів, способу та режимів наплавлення, а також при охолодженні колеса після наплавлення. В кінцевому результаті це визначає працездатність відновлених коліс та безпеку руху залізничного транспорту.

Визначено вплив складу та системи легування зварювального дроту на формування структури в металі ЗТВ та її напружений стан. Показано, що застосування дротів бейнітного або бейнітно-мартенситного класу (система легування ХМ або ХГСНФТ) в наплавленнях формується рівномічна структура з однорідним розподілом напружень II роду. Дані матеріали забезпечують наплавленому металу підвищені показники опору крихкому руйнуванню та зносу.

Встановлено, що уповільнене охолодження коліс після наплавлення в термокамерах на протязі 3-3,5 годин сприяє підвищенню опірності крихкому руйнуванню металу ЗТВ в 1,8...2,3

рази. Це відбувається внаслідок видалення дифузійного водню з металу та релаксації напружень II роду, які знижуються в 1,5 рази.

Досліджено вплив тривалої експлуатації на структурні зміни та ступень зношення та пошкодження поверхні профілю залізничного колеса. Встановлено, що найбільш пошкодженою ділянкою профілю, в якій утворюються втомові мікротріщини, є зона переходу від поверхні кочення до гребеня. Це визначає вимоги до підготовки коліс та схеми наплавлення.

За результатами наукових досліджень розроблені обґрунтовані технологічні рекомендації щодо наплавлення, які гарантовано забезпечать високу якість відновлених залізничних коліс, виготовлених з колісної сталі марки 2. Вони полягають в наступному:

- механічно видаляти приповерхневий шар металу під гребенем на глибину до 1,0 мм;
- наплавлення виконувати при горизонтальну положенні колісної пари та починати його необхідно від основи гребеня;
- для наплавлення застосовувати дроти суцільного перерізу типів Св-08ХМ, Св-08ХМФ або порошковий дріт ПП-АН180МН/90 (10ХГСНФТ), або матеріалами за аналогічним складом та властивостями наплавленого металу;
- застосовувати попередній підігрів до температури 80-150°C, в залежності від вмісту вуглецю в сталі (0,55-0,65%), при цьому швидкість нагрівання ободу колеса не повинна перевищувати 10°C/хв;
- перевагу слід віддавати двохдуговому способу наплавлення, при застосуванні якого можливо знизити температуру попереднього підігріву на 30-50°C. Оптимальні режими наплавлення - $I_{зв} = 260$ А, $U_d = 30$ В, $V_{зв} = 24$ м/год;
- застосовувати уповільнене охолодження коліс після наплавлення в термокамерах при швидкості охолодження не більше 35...40°C за годину (час охолодження до 100°C на протязі 3-3,5 години).

О концепциях статистических измерений

Гаркави Н. Я., Фёдоров Е. Ф., Карпенко В. В., Глухов В. В., Перцевой А. К.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им.
академика В.Лазаряна (ДНУЖТ)

There are described three the methods for the calculation in ensembles of the observations. There are adduced the examples in which there are demonstrated correct and not correct using of this methods.

Коэффициенты динамики подвижного состава $\forall_{i=1}^N x_i$, зарегистрированные в ходовых

испытаниях, для сравнения с критериальными значениями согласно разным нормативным документам (действующим и не действующим в настоящее время) обрабатываются по-разному.

1. За наибольшее положительное x_{\max}^+ и наименьшее отрицательное x_{\min}^- (или наибольшее по модулю x_{\max}^{mod}) значение коэффициента в некоторых документах принимается наибольшее (наименьшее) зарегистрированное значение $x_{\max}^+ = \max_{1 \leq i \leq N} (x_i \geq 0)$.

2. В некоторых документах за наибольшее (наименьшее) значение принимается значение, определяемое для выравнивающего нормального закона по формуле $x_{\max} = m + |u|_{1-\alpha} \sigma$ (здесь m – среднее в ансамбле значение M случайных чисел, а σ – несмещённая оценка среднего квадратического отклонения в ансамбле; $|u|_{1-\alpha}$ квантиль нормального закона для доверительной вероятности $(1-\alpha)$).

3. Некоторые нормативные документы предлагают учитывать наибольшее (наименьшее) значение, вероятность которого в интегральном законе распределения ансамбля записей не выше нормативной доверительной вероятности P_d (т.е. наибольшее в ансамбле, из которого удалены L самых больших значений, количество которых соответствует нормативной доверительной вероятности $L = \text{int}(M \cdot (1 - P_d))$).

Проанализируем конкретные примеры всех этих трёх способов обработки.

1. Очевидно, что в недостаточно представительной выборке наибольшее (наименьшее) замеренное значение измеряемой величины может быть меньше (больше) аналогичного репрезентативного значения. Поэтому первая и третья методики актуальны безусловно только для представительных выборок. Вторая методика может оказаться актуальной для не представительных выборок, только если наибольшее расчётное значение $x_{\max} = m + |u|_{1-\alpha} \sigma$ больше наибольшего зарегистрированного значения x_{\max}^+ (или наименьшее расчётное значение меньше наименьшего x_{\min}^-).

2. Применяя вторую методику, можно получить расчётные значения искомых величин значительно бóльшие (меньшие), чем репрезентативно наибольшее (наименьшее).

3. Отброшенные в третьей методике значения могут оказаться мало вероятными, но иногда встречающимися в эксплуатации.

Таким образом, при обработке по первой методике руководитель испытаний должен быть готовым подтвердить в натурном эксперименте величины x_{\max}^+ и x_{\min}^- , а при обработке по второй и третьей методикам обосновать величины x_{\max} и x_{\min} .

Устойчивость движения рельсовых транспортеров по крутонаклонному рельсовому пути

Говоруха В. В.

ИГТМ им. Н.С. Полякова

The results of researches the basic indicators of the sustainability of rail transporters loaded with bulky, heavy dump trucks, when driving on steeply inclined rail track deep pits.

Изложены материалы исследований работы транспортных систем при разработке эффективных и экологически более чистых технологий добычи природных и технологических месторождений полезных ископаемых и комплексного освоения недр.

Применение в условиях глубоких карьеров существующих видов транспорта, включая железнодорожный, автомобильный, конвейерный и другие, не позволяет в настоящее время обеспечивать эффективную работу глубоких карьеров при добыче подземных ископаемых. По ряду технологических, технических и экономических проблем не эффективно использовать действующие виды транспорта для транспортировки горной массы с карьеров глубиной 150-300 м.

Применение железнодорожного транспорта при глубине карьеров более 150 м не эффективно по характеристикам технологических уклонов пути. Применение автомобильного транспорта не целесообразно при глубине карьеров более 300 м из-за повышения удельного расхода дизельного топлива на тонну горной массы, увеличения дальности грузоперевозок и времени рейса, роста загрязнения атмосферы дизельными двигателями большой мощности, создания постоянных автомобильных дорог большой ширины, интенсивного износа автосамосвалов и их основных рабочих систем.

Конвейерный ленточный транспорт не обеспечивает возможность транспортирования крупногабаритных кусков горной массы, затрудняет устройство и эксплуатацию при больших углах откосов глубоких карьеров, вызывает необходимость устройства большого коли-

чества перегрузочных пунктов, недостаточно адаптирован к зимним условиям эксплуатации и др.

ИГТМ НАН Украины предложена новая комбинированная транспортная система, включающая большегрузные крутонаклонные рельсовые транспортеры, путевую структуру, располагаемую по борту карьера под углом к горизонту до 70° , тяговую подъемную установку с тяговыми канатами и ряд смежных устройств, а также грузовую платформу с крупногабаритными большегрузными автосамосвалами.

Проведены исследования устойчивости движения рельсовых транспортеров по крутонаклонному рельсовому пути с учетом наиболее важных характеристик и свойств составляющих технических средств исследуемой транспортной системы, к которым относятся: многоосная и многоярусная конструкция транспортера с ходовыми тележками и рабочей платформой с крупногабаритными большегрузными автосамосвалами; несущая путевая структура рельсовых направляющих; тяговые устройства с тяговыми канатами. Определены основные показатели устойчивости движения сложной транспортной системы при взаимодействии с путевой структурой. Результаты исследований предназначены для создания новой комбинированной транспортной системы.

Устойчивость движения транспортных средств со свободной и жесткой насадкой колес на осях колесных пар

Говоруха В. В.

ИГТМ им. Н.С. Полякова

The results of studies of stability of movement of vehicles narrow gauge with a free and rigid attachment of the wheels on the axle wheel sets. Crews indicators set stability underground rail when driving on curved portions of the track with a small radius of curvature and irregularities in the transverse and vertical planes.

В традиционном железнодорожном рельсовом транспорте, в основном, используется жесткая насадка колес на оси колесных пар в связи с наличием участков рельсового пути с большими радиусами кривизны.

В подземном и промышленном рельсовом транспорте из-за стесненных и сложных горных условий в шахтах и рудниках применяются особо малые радиусы кривизны рельсового пути (10-20 м).

Ранее в исследованиях применялось допущение о жесткой насадке колес на оси колесных пар. Такое допущение было некорректным в связи с тем, что в подземном рельсовом транспорте, в основном, все двухосные, четырехосные вагоны и секционные поезда имеют свободную насадку колес на оси колесных пар.

Проведены сравнительные исследования расчетных схем подвижных единиц с жесткой и свободной насадкой колес на осях колесных пар. Представлены особенности математического моделирования движения транспортных средств со свободной и жесткой насадкой колес, учитывающие специфику крепления колес в соответствии с конструкцией экипажей подвижного состава. При этом рассматриваются различные величины радиусов кривизны пути с поперечными и вертикальными неровностями и отступлениями от нормативных требований. Исследованы показатели устойчивости и пространственных колебаний при движении экипажей по инерционному, упруго-диссипативному рельсовому пути.

Установлено, что разница между результатами, полученными для расчетных схем с жесткой и свободной насадкой колес, в которых колесные пары представлены как одно целое и как три твердых тела (ось и два колеса), составляет 35-61% для показателей устойчивости и безопасности движения вагонов.

Разработанные алгоритмы и математические модели исследований позволяют достоверно выполнять исследования показателей устойчивости и безопасности движения создава-

емых транспортных средств для перспективных разработок и формирования исходных технических требований для продукции нового технического уровня.

Унифицированные промежуточные рельсовые скрепления и железобетонные шпалы повышенной работоспособности для прямолинейных и криволинейных участков рельсового пути

Говоруха В. В.

ИГТМ им. Н.С. Полякова

Proposed unified intermediate rail fasteners and reinforced concrete sleepers increased efficiency for straight and curved sections of track with adjustable track width including different radii of curvature, as well as upgraded anchor intermediate rail fasteners improved performance.

Обеспечение технической возможности скоростного движения поездов и улучшение технико-экономических показателей работы рельсового транспорта Украины вызывает необходимость повышения ряда эксплуатационных характеристик работы рельсового пути, в том числе его работоспособности. При этом для улучшения работоспособности рельсового пути в прямолинейных и криволинейных участках необходимо существенно повысить технический уровень конструкции промежуточного рельсового скрепления, его составных элементов и железобетонных шпал, с обеспечением регулировки ширины колеи.

Продолжительные наблюдения и обследования эксплуатационного состояния рельсового пути различными организациями, включая службы и подразделения Укрзализныци, ИГТМ НАН Украины, ДП НКТБ ЦП УЗ, ДНУЗТ и др., показали, что созданная ИГТМ НАН Украины и ДП НКТБ ЦП УЗ совместно со специалистами производственных предприятий Украины и Укрзализныци конструкция рельсового пути с серийным скреплением типа КПП-5 и соответствующими железобетонными шпалами обеспечивает с 1994-1997 гг. по настоящее время эксплуатацию около 5 тыс км рельсового пути железных дорог Украины, Казахстана и др. стран с ресурсом работы конструкции промежуточного рельсового скрепления до 400-800 млн т брутто, а отдельных его элементов до 100-200 млн т брутто при скоростях движения пассажирских и скоростных поездов до 140-160 км/ч и грузовых поездов до 90 км/ч. Отметим, что эта конструкция пути не обеспечивает регулировку ширины колеи для криволинейных участков малых радиусов кривизны (200-450 м).

По результатам проведения проверки серийных скреплений типа КПП-5 установлено, что наибольший износ подрельсовых прокладок составляет 2-4 мм при нормативной их толщине 8 мм, а износ упорного торца вкладыша в наружной рельсовой нити составляет 4-6 мм при его нормативной толщине 10 и 11 мм, остаточная деформация упругих клемм составляет 1-5 мм, а величина отступлений от нормативной величины между базовой поверхностью подрельсового участка шпалы и технологическими отверстиями в анкерах для расположения ножек клемм составляет 1-3 мм. При этом ширина колеи на ряде участков пути находится в пределах 1534-1540 мм при норме 1520 мм.

Для повышения работоспособности, ресурса и безопасности работы серийного промежуточного рельсового скрепления, улучшения технико-экономических показателей работы рельсового пути, а также повышения пропускной способности и скоростей движения поездов в ИГТМ НАН Украины проведено усовершенствование существующих конструкций серийных рельсовых скреплений типа КПП-5 и др., а также создание новой конструкции унифицированного промежуточного скрепления и железобетонных шпал повышенной работоспособности для прямолинейных и криволинейных участков рельсового пути с возможностью регулировки ширины колеи.

Модификация существующих серийных промежуточных рельсовых скреплений типа КПП-5 учитывает полную их унификацию с железобетонными шпалами типа СБ 3-0. Модифицированное анкерное промежуточное рельсовое скрепление типа АПРС-3 предусматрива-

ет реализацию движения пассажирских поездов до 180 км/ч, а грузовых до 100 км/ч, обеспечение ресурса работы всех элементов скрепления, включая прокладки, вкладыши, клеммы и анкера до 1000 млн т брутто, т.е. на 25-30% больше, чем у существующих серийных скреплений, поскольку несущая способность элементов этого скрепления на 25-30% выше серийного анкерного скрепления.

Созданное новое анкерное промежуточное рельсовое скрепление типа АПРС-1 предусматривает обеспечение пассажирского движения до 200 км/ч, скоростного движения до 250 км/ч, грузового движения до 120 км/ч. Ресурс работы скрепления и его составных частей до 1200 млн т брутто, т.е. на 50% выше существующих аналогов серийных скреплений типа КБ и КПП-5.

Новое унифицированное скрепление типа АПРС-1 обеспечивает устройство регулировки ширины колеи до плюс 20 мм для криволинейных участков малых радиусов от 200 до 450 м и других радиусов кривизны при условии сохранения унифицированной конструкции железобетонной шпалы. При регулировке ширины колеи прижимающая петля упругой клеммы постоянно находится в оптимальном адекватном (расчетном) расположении относительно вертикальной оси рельса или края боковой части подошвы рельса. При этом несущая способность унифицированного скрепления и его элементов на 50-60% выше действующих аналогов серийных скреплений типов КБ и КПП-5.

Дослідження питань міцності та подовження терміну служби несучих конструкцій тягового та моторвагонного рухомого складу залізниць України

Горобець В. Л., Бондарєв О. М.

The report describes the methodology and results of the work to extend the life of the railcar and traction rolling stock, which is operated by the railways of Ukraine outside the designated enterprises manufacturers lifetime, carried out by specialists of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport.

На залізницях України понад 85% одиниць тягового та моторвагонного рухомого складу, що знаходяться в експлуатації, працюють за межами призначеного (20-25 років від побудови) терміну експлуатації. Наприкінці минулого сторіччя керівництвом Укрзалізниць було запропоновано спеціалістам ДНУЗТа (ДПТУ на той час) розглянути питання про розробку комплексу науково-дослідних робіт, які були б спроможними забезпечити продовження терміну експлуатації рухомого складу до 40 – 45 і навіть до 50 років від побудови. Вказані терміни подовження терміну експлуатації повинні були сприяти поступовій заміні застарілих одиниць рухомого складу на нові.

На підставі виконаних досліджень при визначенні можливості продовження терміну експлуатації моторвагонного та тягового рухомого складу за межами призначеного, та особливо такого, який має термін експлуатації 45 років і більше, було запропоновано, в якості необхідних заходів, провести:

- обстеження технічного стану одиниць рухомого складу в цілому та стану несучих конструкцій рам візків і рам кузовів;
- випробування з визначення рівнів навантаженості та напружено-деформованого стану в найбільш навантажених місцях несучих конструкцій рам візків та кузовів, які створюються в умовах експлуатації;
- стендові вібраційні випробування рам візків, фрагментів несучих конструкцій або зразків матеріалу з визначення границі їх витривалості;
- виконати розрахунки напружено-деформованого стану основних несучих конструкцій з метою оцінки запасів витривалості та граничних припустимих рівнів рівномірної корозії їх елементів;
- встановити залежність зменшення границі витривалості від часу експлуатації;

- на підставі інформації про загальний термін експлуатації та результатів виконаних вище означених робіт прийняти з імовірнісним запасом загальний та продовжений терміни експлуатації.

При рішенні питань щодо продовження терміну служби несучих конструкцій рам візків та рам кузовів рухомого складу необхідно дуже ретельно підійти до визначення характеристик, за якими буде встановлено термін їх служби, оскільки ці елементи в першу чергу впливають на безпеку руху.

На теперешній час спеціалістами університету вищеозначена робота проведена з моторвагонним складом серій (EP1, EP2, EP2P, EP2T, EP9M, EP9E, EP9T, Д1, ДР1А) а також з локомотивами серій (ВЛ60К, ЧС2, ЧС4, ВЛ8, 2ТЕ10, ТЕМ2, ТГМ4, ТГМ6) виготовленими в часи існування СРСР.

В деяких публікаціях пропонується робити оцінку експлуатаційного навантаженого та напруженого стану несучих конструкцій за рівнем прискорень, які вимірюються в окремих їх точках. В доповіді, показується, що такий підхід при вирішуванні питань з продовження призначеного терміну експлуатації несучих конструкцій рам візків та рам кузовів рухомого складу є недостатньо обґрунтованим.

Результати дослідження показали, що несучі конструкції рам візків рухомого складу наближуються до вичерпання їх фізичного ресурсу, тому подальша експлуатація такого складу може бути допущена за умови проведення: посилень; повної або часткової заміни основних несучих конструкцій; або інших конструкторських та технологічних заходів.

К вопросу об алгоритмах проведения и камеральной обработки результатов приёмочных и сертификационных испытаний подвижного состава

Грановский Р. Б., Гаркави Н. Я., Фёдоров Е. Ф., Карпенко В. В., Болотов А. Н., Муха В. П.
Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. академика В. Лазаряна (ДНУЖТ)

In order to improve tester's rating it is proposed to change algorithms of acceptance and certification tests, as well as post-processing of the results to have possibility to analyze the failure of claims submitted to the test product.

Приёмочные (сертификационные) испытания проводятся с целью доказать соответствие испытываемого объекта своему ТЗ (своим ТУ) и действующей нормативной документации. В случае несоответствия изготовителей интересует, что надо предпринять, чтобы изделие стало соответствовать, а потребителей интересуют условия, при которых возможна ограниченная эксплуатация испытанного изделия. Приёмочные (сертификационные) испытания не предназначены для ответов на эти вопросы, но испытатели заметно поднимают свой рейтинг, если могут подсказать изготовителям и потребителям ответы на интересующие их вопросы. Перечислим некоторые из предлагаемых мероприятий.

1. После каждого дня и в конце испытаний целесообразно проводить визуальный осмотр всего испытываемого объекта с целью заметить возникающие изменения.

2. При испытаниях целесообразно, кроме безусловно необходимой, собирать дополнительную информацию. При камеральной обработке по этой информации можно будет провести ряд сортировок, в результате которых проявятся «аргументы», при которых имели место несоответствия испытанного объекта предъявляемым ему требованиям.

Ниже приведены примеры результатов перечисленных выше мероприятий.

1. При ходовых испытаниях пассажирской автомототрисы путём визуальных осмотров было выявлено, что на высоких скоростях тросик, страхующий кардан от падения на путь, входил в весьма неупорядоченные колебания с очень большими амплитудами и «пилил» кардан. Способ страховки кардана от падения на путь изготовителями был изменён.

2. При ходовых испытаниях тепловоза во время снегопада путём визуальных осмотров было выявлено, что под кабиной вокруг полочки с разводкой шлангов и кабелей образовался сугроб, грозящий сорвать полочку. Изготовители приняли соответствующие меры.

3. При ходовых испытаниях электровоза под руководством Е.П.Блохина были превышены допустимые величины коэффициентов динамики второй ступени подвешивания. После сортировок выяснилось, что превышения имели место только при следовании по стрелкам на боковой путь. На основании этой информации были идентифицированы конструктивные ошибки редукторов электровоза.

Поездные испытания воздухораспределителей типа 483А-07А на крутых затяжных участках Грузинской железной дороги

Григорашвили Т. Д.

Департамент «Железнодорожный транспорт» Грузинского Технического Университета

The air distributor 483A-07A is applied on some spans of Georgia Railway instead of air distributor con. №388-000-02. The sample trials shows that at operation of mentioned air distributors on spans with slope more that 35% the length of freight trains will not exceed the 40 axes, and maximal speed 35 km/h.

На некоторых участках Грузинской железной дороги на грузовых вагонах взамен воздухораспределителя усл.№388-000-2 начали применять воздухораспределитель 483А-07А. С целью уточнения и проверки нормативов и правил эксплуатации нового воздухораспределителя опытные проверки трех родов проводились в два этапа: на участках с крутизной до 35‰ и более 35‰. В опытных поездках первого рода принимали участие разработчики новой техники, представители вагонного и локомотивного хозяйства Грузинской железной дороги и департамента «Железнодорожный транспорт» - Грузинского Технического Университета. По результатам опытных поездок второго рода были разработаны инструктивные указания по эксплуатации тормозов с учетом местных условий на основе общесетевых требований. Для контроля по соблюдению правил управления тормозами, состоянием тормозного оборудования на подвижном составе проводились опытные поездки третьего рода.

Для проведения испытаний была разработана методика и программа, был сформирован состав из шести гружёных и трёх порожних полувагонов с включением в состав дорожного тормозно-испытательного вагона. Испытания проводились в разных климатических условиях, разных типах и толщинах тормозных колодок. В ходе испытания при разных режимах торможений фиксировалось давление в тормозных цилиндрах, выход штоков тормозных цилиндров вагонов, время заполнения тормозных цилиндров, время отпуска тормозов каждого вагона, износ тормозных колодок. Фиксировалось температура нагрева тормозных колодок. После каждой поездки по результатам расшифровки скоростомерной ленты выбирались места начала торможения и величина снижения давления воздуха в тормозной магистрали, устанавливались места и скорости движения поездов, а также расстояния, на которых должно происходить снижение скорости при проверке действия тормозов.

По результатам поездных испытаний всех трех родов разработаны рекомендации по управлению тормозами для грузовых поездов, оборудованных воздухораспределителями типа 483А-07А на спусках крутизной более 35‰:

- максимальная скорость движения грузовых поездов не более 30 км/ч;
- количество осей в грузовом поезде не более 40 осей;
- в зимний период количество осей с композиционными колодками не должно превышать 50%;

В каждые шесть месяцев проводить опытные поездки с использованием дорожного тормозно-испытательного вагона.

Рішення задачі з визначення жорсткості і модуля пружності рейкової нитки при крученні під сумісною дією вертikalьної і горизонтальної сил (P і H)

Даніленко Е. І.

Державний економіко-технологічний університет транспорту

New method of calculating the modulus of flexibility and twirl stiffness of rail thread under the joint action of vertical and horizontal forces are created. The previous prof. Ershkov's (Russia) methodology is improved and new results are specified near 50...80%.

Розрахункова схема і порядок вирішення задачі приймається аналогічний розробленому проф. О.П. Єршковим (Росія) в 1960-х р.р. [1,2]. Але при рішенні даної задачі нами зроблено необхідні корегування, що враховують неточності в рішеннях [1,2], а також враховують новітні характеристики сучасних конструкцій рейок і рейкових скріплень.

При рішенні розглядається рівняння рівноваги рейки при її крученні відносно поздовжньої осі x :

$$\sum m_x - \sum q_y \cdot h_2 - T_y \cdot h_2 = M_{кр} \quad (1)$$

Тут $m_x = U_\phi \cdot \phi$ - реактивний опір крученню рейки;

$q_y = U_y \cdot \phi \cdot h_2$ - реактивний опір підшви рейки її бічному переміщенню;

$T_y = U_z \cdot z \cdot f$ - реактивна складова сил тертя по підшві рейки;

де ϕ - кут закручування рейки; y - горизонтальне переміщення центру вигину рейки; z - вертикальне переміщення центру вигину рейки; h_2 - відстань від центру кручення рейки до низу підшви; f - коефіцієнт тертя по підшві рейки; U_ϕ - модуль пружності підрейкової основи при крученні рейкової нитки; U_y - боковий модуль пружності підрейкової основи; U_z - модуль вертикальної пружності підрейкової основи.

В кінцевому результаті в рішенні проф. О.П. Єршкова отримано наступний вираз для визначення модуля пружності підрейкової основи при крученні рейкової нитки:

$$U_\phi = \frac{H \cdot \phi_1 + h_2 \cdot h''}{(\delta - 1) \cdot \omega_y^{(n)}} - \frac{P \cdot e}{(\delta - 1) \cdot \omega_y^{(n)}} \quad (2)$$

Саме ця формула в подальшому стала використовуватись в дослідженнях при визначенні модуля пружності при крученні рейкової нитки, в тому числі, при спільній дії на рейку позацентрово прикладених вертикальної і горизонтальної сил.

В наших сучасних дослідженнях (2011-2014 рр.) [3,4] надано уточнення методики рішення задачі проф. О.П. Єршкова.

По-перше, формулу (2) не можна використовувати для визначення реального модуля пружності при крученні рейкової нитки, так як вона не враховує закріплення рейки на опорах. Крім того, в чисельнику другого члена правої частини рівняння допущена помилка – повинно бути: $P \cdot e \cdot h''$. Тобто, вираз (2) можна назвати лише фіктивним модулем пружності рейкової нитки на кручення, яка не має закріплення на підрейкових опорах.

Згідно наших досліджень кінцева формула для визначення реального значення модуля пружності колії на кручення $U_\phi^{(T)}$ при спільній дії вертикальних і горизонтальних сил (H і P) і з урахуванням опору скріплень і сил тертя по підшві рейки має бути такого вигляду:

$$U_\phi^{(T)} = \frac{\phi_1 + h_2 \cdot h''}{\delta - 1} \cdot U_y^{(T)} - \frac{P \cdot e \cdot h''}{\phi - 1 \cdot H} \cdot U_y^{(T)} \quad (3)$$

Тут, $U_y^{(T)}$ - є реальне значення бокового модуля пружності рейкової нитки з урахуванням сил тертя по підшві рейки при спільній дії на неї тих же сил P і H .

δ - відношення пружного бокового прогину головки рейки до прогину підшви;

h'' - відстань від сили H до низу підошви.

Застосування пружно-рухомої моделі насипного вантажу при визначенні його тиску на стінки вагону

Даценко В. М.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені акад.
В.Лазаряна (ДНУЗТ)

The article is devoted to the definition of bulk cargo pressure on the front wall of the carriages at longitudinal collisions. Elastic-mobile cargo model for the theoretical calculation was examined.

В механіці сипучих середовищ при розрахунку основ і фундаментів споруд, підпірних стінок, визначенні тиску сипучих вантажів на днище і стінки ємностей застосовується теорія граничної рівноваги сипучих тіл.

Ця теорія дозволяє визначати так званий активний тиск сипучого тіла в момент переходу всієї системи від покою до руху, коли, наприклад, підпірна стіна під тиском маси ґрунту починає відсуватися. Необхідно зазначити, що активний тиск сипучого тіла значно менший за той, що має місце в стані пружної статичної або динамічної рівноваги.

Рішення задач пружної рівноваги сипучого тіла неможливе без розгляду його деформацій та переміщень, тобто без завдання того чи іншого закону пружності. Існують різні підходи щодо визначення напружено-деформованого стану сипучого тіла. В більшості з них, як і в теорії пружності, приймається за основу гіпотеза про суцільність матеріалу.

Останнім часом значного розвитку отримала дискретна модель сипучого середовища. В такій моделі передбачається врахування контактної взаємодії між частками (гранулами) сипучого масиву. Для спрощення розрахунків гранули приймаються у формі кульок в просторовій задачі або ж у формі дисків при її плоскій постановці.

Можна показати, що в стійкому пружному стані найбільш вірогідним число контактів однієї кульки з іншими буде дорівнювати восьми у разі вирішення задачі в тримірному просторі. При плоскій деформації з великою ймовірністю можна приймати, що кожен диск має контакти з чотирма сусідніми дисками.

Між гранулами в точках контактів діють нормальні та дотичні напруження, які в пружному стані можна приймати пропорційними деформаціям в зоні контакту.

Для визначення напружено-деформованого стану насипного тіла в ємності та його тиску на стінки за рахунок розпору була створена скінченно-елементна модель, в якій насипний вантаж представлено як систему, що складається з шарнірно з'єднаних між собою дисків. Прийнято, що кожен диск має три ступені вільності.

Розрахунок проводився з використанням програмного комплексу MathCad. Була утворена матриця жорсткості з урахуванням граничних умов в області контакту насипного вантажу з днищем та стінками ємності.

Навантаження на сипуче тіло задавалось у вигляді зосереджених сил на диски. В такому разі в системі канонічних рівнянь методу скінчених елементів значна частина вільних членів буде мати нульове значення, що дозволяє зменшити порядок системи. Можливість зниження кількості рівнянь особливо важлива в задачах динаміки при дослідженні коливань та ударних навантажень. Таким чином у якості невідомих в канонічних рівняннях розглядалися тільки лінійні переміщення, після визначення яких знаходились повороти дисків.

В результаті розрахунку отримані внутрішні зусилля в сипучому тілі, а також величина його тиску на днище та стінки ємності. Розрахунок проводився як при статичному навантаженні силами власної ваги так і при дії ударних сил.

Применение новых материалов для производства накладок токоприемников электроподвижного состава железных дорог Украины

Демчук Р. Н., Викторова Е. А.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта
имени академика В. Лазаряна,

The results of the comparative tests on the wear of the contact pads of the susceptor of different materials.

Износ контактного провода и контактных накладок электроподвижного состава является одной из актуальнейших проблем на современных железных дорогах.

На сегодняшний день в Украине самыми применяемыми контактными накладками токоприемников электроподвижного состава, работающего на постоянном токе, являются накладки, сделанные на основе меди. При этом положительным свойством таких накладок является их высокая токопроводность. Однако, при этом, весьма сложно достичь низких коэффициентов трения в трущейся паре контактный провод – накладка, которые сделаны из сплавов на основе меди. На сегодняшний день созданы новые материалы, имеющие высокую токопроводность, требуемую прочность и низкий коэффициент трения.

Одним из основных направлений совершенствования контактных накладок является использование при их производстве самосмазывающихся материалов, способных бесперебойно подавать смазку на поверхности трения контакта и таким образом снизить износ как контактного провода, так и самих накладок. При этом, важное значение имеет характеристика токосъемного материала (материала накладки), его удельное электрическое сопротивление, так как от его величины зависит нагрев контактного провода при взаимодействии с токосъемным элементом полоза.

Для оценки износа контактного провода и контактных накладок проводят стендовые испытания, которые позволяют определить характер взаимосвязи трущейся пары накладка-провод и оценить степень воздействия контактного провода на материал накладки.

В ДНУЖТ совместно с ООО «ТЕКА ПЕТРОЛЕУМ» был разработан и произведен новый стенд для испытаний на износ контактного провода и накладок токоприемника. Стенд имеет диапазон скоростей вращения от 98 до 700 об/мин и позволяет производить испытания по износу провода и накладок при токе до 600А. Технические характеристики стенда дают возможность подбирать необходимые режимы для испытаний износа контактных накладок токоприемника в зависимости от их технических характеристик.

На стенде проведены сравнительные испытания на износ контактных накладок токоприемника модели НМГ-1200, изготовленных из материалов на основе меди и накладок типа «Романит УВЛШ-1», изготовленных из материала Романит, имеющий свойство самосмазывания. В испытаниях был использован контактный провод типа МФ-100. Смазка накладок в испытаниях не применялась. Результаты испытаний показывают, что износ накладок типа «Романит УВЛШ-1» примерно в 180 раз меньше, чем износ накладок типа НМГ-1200. При этом и износ контактного провода был также значительно ниже – в 13,5 раза. Таким образом, применение накладок токоприемника типа «Романит УВЛШ-1» на участках «Укрзализниці» с постоянным током позволит значительно снизить износ контактных накладок и контактного провода, и тем самым уменьшить затраты на их замену.

Аккумуляторы для рекуперативного торможения подвижного состава

Дзензерский В. А., Бурылов С. В., Ворошилов А. С., Скосарь В. Ю.

Институт транспортных систем и технологий НАН Украины

Lead-acid accumulators for regenerative deceleration on railroad transport are proposed.

Одним из главных направлений повышения энергоэффективности на ж/д транспорте является сокращение потребления топлива подвижным составом, локомотивом которого служит тепловоз. В случае дизельной тяги использование рекуперативного торможения состава позволяет снизить расход топлива на 18...23%, нужно лишь рационально организовать использование рекуперированной энергии.

Для этого необходимо дополнить систему пневматического торможения подвижного состава системой рекуперативного торможения на тепловозе и вагонах (оставив за пневматическим торможением функцию аварийного торможения). Как вариант можно рассматривать мероприятия по оборудованию каждого вагона электродинамическими тормозными устройствами и электрохимическими аккумуляторами для накопления энергии, выделившейся вследствие торможения.

Нами предлагаются свинцово-кислотные аккумуляторы в качестве основных накопителей энергии. Они могут быть соединены в единую электрическую сеть с одновременным использованием электроэнергии для внутренних нужд подвижного состава и с выводом избытка накопленной электроэнергии для внешних потребителей в периоды остановок на станциях. Свинцово-кислотные аккумуляторы изготавливаются по новой технологии, позволяющей повысить удельную энергию аккумуляторов и токи зарядки-разрядки – на 12-18%. Для этого приготовление свинцовой пасты для аккумуляторных электродов осуществляют в вакуумных смесителях с добавлением активирующей добавки в пасту. Формирование активной массы аккумуляторных электродов проводят в специальных устройствах в условиях циркуляции через аккумуляторы электролита пониженной концентрации. Вакуумный смеситель представляет собой герметичную емкость для смешивания пасты с расположенной внутри него лопастной мешалкой, причем предусмотрено вращение емкости в направлении, противоположном вращению мешалки. Емкость для смешивания заключена внутри внешней герметичной емкости так, что между емкостями имеется зазор для циркуляции охлаждающей воды. При работе смесителя избыток тепла от свинцовой пасты отводят циркулирующей водой и путем откачивания воздуха и водяного пара из объема емкости с пастой, причем фиксируют давление внутри емкости с пастой на уровне 9-11 кПа. Это создает внутри всего объема свинцовой пасты эффект кипения воды при 45°C и предотвращает перегрев. Кроме того, устройство вакуумного смесителя предусматривает конденсацию откачанных водяных паров и возврат воды в свинцовую пасту. В совокупности это создает условия для получения однородной свинцовой пасты со способностью к качественной намазке электродных пластин. При формировании (первом заряде) электродных пластин в циркулирующем электролите пониженной концентрации достигается высокая степень сформированности активной массы, причем активная масса приобретает высокую удельную поверхность. В сумме это создает условия для получения аккумуляторов с повышенной удельной энергией, способных заряжаться и разряжаться более высокими токами.

Такие свинцово-кислотные аккумуляторы могут быть использованы не только для системы рекуперативного торможения на подвижном составе, но и размещены на отдельных ж/д станциях в виде пунктов накопления, где подвижной состав может перебросить избыток рекуперированной электроэнергии на пункт накопления. С пункта накопления электроэнергия может быть использована как для нужд железной дороги, так и реализована по «зеленому тарифу» различным потребителям.

Устойчивость левитационного движения экипажей нетрадиционных конструкций на сверхпроводящих магнитах

Дзензерский В. А., Кузнецова Т. И., Радченко Н. А., Хачапуридзе Н. М.

Институт транспортных систем и технологий НАН Украины

Motion stability condition for a transport system with electrodynamic suspension, levitating along plan track structure, are found.

В настоящей работе показано, что при рациональном выборе основных параметров путевых контуров и сверхпроводящих магнитов может быть достигнуто устойчивое левитационное движение экипажа для следующих вариантов размещений контуров и магнитов.

1. Путевые контуры имеют однорядное прямоугольное очертание, а сверхпроводящие магниты - двухрядное, сдвинутые в поперечном направлении относительно продольной оси тележек на величину равную примерно половине ширины контуров.

2. Сверхпроводящие магниты имеют однорядное прямоугольное очертание, а путевые двухрядные контуры находятся в пределах их продольных сторон.

3. Один ряд путевых контуров и сверхпроводящих магнитов имеют одну продольную ось, однако ширина контуров и магнитов разная.

4. Один ряд путевых контуров и сверхпроводящих магнитов имеют различные размеры по ширине и различные продольные оси.

5. Путевые контуры расположены симметрично в четыре ряда, по два ряда на каждой стороне экипажа, а два сверхпроводящих магнита - над соответствующей парой контуров, так чтобы проекции их продольных осей проходили вдоль продольных осей соответствующих пар контуров.

6. Путевые контуры расположены в три ряда симметрично относительно оси пути, а продольные оси двух рядов сверхпроводящих магнитов сдвинуты в сторону крайних путевых контуров.

7. Сверхпроводящие магниты расположены в четыре ряда по два ряда относительно продольной оси пути, а путевые контуры - в два ряда, причем проекция продольной оси каждой пары сверхпроводящих магнитов совпадает с продольной осью соответствующего ряда контуров.

8. Для всех оговоренных случаев выше путевые контуры имеют четырехугольное, пятиугольное, шестиугольное и восьмиугольное очертания.

9. Показано, что необходимыми условиями устойчивого движения экипажа в прямолинейных и криволинейных участках пути являются нисходящая зависимость касательной сил взаимодействия между контурами и соответствующими магнитами при относительном их поперечном сдвиге и минимальное значение вертикальных (нормальных) электродинамических сил в положении продольной путевой структуры.

10. Показано, что рациональным положением различных контуров является то, при котором в двух рядах каждой пары имеет место чередование положений в поперечном направлении контуров (шахматное расположение).

11. Показано, что разрежение в определенном диапазоне контуров в продольном направлении может оказаться целесообразным условием устойчивости левитационных движений экипажа.

Следует отметить, что достижение устойчивости движения экипажа возможно не при любых значениях параметров, характеризующих относительное положение в поперечном направлении контуров и магнитов, а только при некоторых значениях, вернее их соотношениях.

Теплотехнические качества кузовов пассажирских вагонов и дизель-поездов перед вводом в эксплуатацию

Дуганов А. Г., Вислогузов В. Т., Епов В. П., Кирильчук О. А.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В.Лазаряна

The results of thermal testing to determine the magnitude of the heat transfer coefficients of building envelopes and new bodies have passed overhaul and refurbishment of passenger cars with locomotive haulage and of the new multiple units, insulated materials from superfine glass and basalt fiber, before commissioning.

Теплотехнические свойства теплоизолированных кузовов определяются качеством тепловой изоляции и герметичностью ограждающих конструкций. Основным теплотехническим показателем кузова является коэффициент теплопередачи K . Это тепловой поток в Ваттах, который проходит через элемент ограждения площадью 1 м^2 при разности температур с обеих сторон ограждения 1 К . От величины K напрямую зависят необходимая мощность отопительной установки и холодопроизводительность системы кондиционирования воздуха, а также соответствующая санитарно-гигиеническим требованиям температура внутренней поверхности стен помещений. Величина коэффициента теплопередачи нормируется, для стационарного теплообмена в условиях стоянки у новых и прошедших капитально-восстановительный ремонт (КВР) пассажирских вагонов она не должна превышать $1,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для кабин управления и пассажирских салонов нового моторвагонного подвижного состава – соответственно $2,33$ и $1,65 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Улучшению теплотехнических качеств кузовов при разработке новых конструкций и ремонте пассажирских вагонов и моторвагонного подвижного состава уделяться первостепенное внимание. С начала нынешнего столетия украинские вагоностроительные и вагоноремонтные заводы и депо в качестве теплоизоляции кузовов вместо горючего пенополистирола ПСБ-С начали применять мягкие, эластичные, негорючие материалы из супертонкого стекловолокна и минеральной ваты из базальтовых пород. В последнее десятилетие наиболее часто применяется минеральная вата производства польской фирмы «Rockwool Polska Sp.z.o.o.». При использовании этих материалов теплоизоляцию в ограждающие конструкции кузова укладывают в виде облицованных с одной стороны алюминиевой фольгой пакетов, заключенных в гидроизоляционную пленочную оболочку. Наряду с обеспечением пожаробезопасности и улучшением технологичности выполнения теплоизоляционных работ, пластичность материалов позволяет укладывать пакеты более плотно, с определенным «поджатием», что способствует улучшению теплоизоляционных качеств ограждений. В определенной мере, за счет использования неопускных металлопластиковых окон с более высокими теплотехническими данными по сравнению с опускаемыми с деревянными рамами и уменьшением числа дефлекторов, которые устанавливаются сейчас только над туалетами и распределительным электрощитом служебного отделения, повысилась также герметичность кузовов пассажирского подвижного состава.

Экспериментальное определение коэффициента теплопередачи кузовов выполняют в цехе завода или депо. Используется стандартный метод внутреннего электронагрева помещения транспортного средства для достижения и поддержания равновесного теплового режима, при котором теплоприток от установленных в нем электронагревателей уравновешивается теплопотерями через ограждения кузова. Для пассажирских вагонов локомотивной тяги началом этого режима считается момент, когда достигнутое максимальное значение перепада температур внутри и снаружи помещения испытываемого объекта поддерживается на постоянном уровне в течение 4 часов, после чего наступает расчетный период продолжительностью не менее 12 часов. Условия проведения испытаний: температура воздуха в цехе

не выше 20 °С, перепад между температурами воздуха внутри и снаружи помещений испытываемого вагона не менее 25 °С при температуре воздуха в них не выше 50 °С. Температурный режим контролируется лабораторным измерительным комплексом с визуальным отображением и непрерывной записью результатов на компьютере, расход электроэнергии измеряют электронным счетчиком активной энергии. При испытании на K кабин управления и пассажирских салонов моторвагонного подвижного состава условия испытаний несколько отличаются, но остаются принципиально аналогичными.

Используя полученные в процессе испытаний данные, значение коэффициента теплопередачи рассчитывают по формуле:

$$K = \frac{1000W}{\tau F(t_n - t_{\text{н}})},$$

где W – расход электроэнергии, кВт·ч; τ – длительность расчетного периода, ч; F – средне-геометрическая поверхность ограждающих конструкций кузова, м²; t_n и $t_{\text{н}}$ – средние значения температур воздуха внутри и снаружи испытываемого объекта, °С.

В таблице 1 приведены результаты теплотехнических испытаний по определению коэффициента теплопередачи кузовов новых и прошедших КВР пассажирских вагонов локомотивной тяги, а также нового рельсового автобуса и дизель-поездов, выполненных испытательной лабораторией «Вагоны» университета за период с 2000 года по настоящее время.

Таблица 1. Величина коэффициента теплопередачи кузовов с тепло-изоляцией из негорючего супертонкого стекло- и базальтового волокна

Тип, инвентарный номер (модель), завод-изготовитель подвижного состава	Вид и дата ремонта или постройки	Теплоизоляционный	K , Вт/(м ² ·К)
Вагон пассажирский купейный №032-13261. Аммендорф	КВР, 2000 г.	Isover KT-11	1,09
Вагон пассажирский купейный №013-12578. Аммендорф	КВР, 2001 г.	Isover KT-11	0,97
Вагон пассажирский открытый №045-30986. Аммендорф	КВР, 2001 г.	STROPROCK SUPERROCK	1,02
Вагон пассажирский открытый №040-26845. Тверской ВСЗ	КВР, 2006 г.	Isover KT-11	0,93
Вагон пассажирский открытый №046-23898. Тверской ВСЗ	КВР, 2009 г.	ROCKMIN	0,99
Вагон пассажирский купейный №035-12936. Аммендорф	КВР, 2010 г.	INDUSTRIAL 80	1,1
Вагон пассажирский купейный №040-13819. Аммендорф	КВР, 2015 г.	INDUSTRIAL 80,	0,93
Вагон пассажирский мод. 61-779. ОАО «КВСЗ»	Построен в 2001 г.	PAROC	1,08
Вагон пассажирский мод. 61-788. ОАО «КВСЗ»	Построен в 2004 г.	PAROC	1,19
Дизель-поезд пассажирский ДПКр-1К. ОАО «КВСЗ»: - кабина управления - салон головного вагона - промежуточный вагон	Построен в 2014 г.	PAROC	1,93 0,96 1,08
Рельсовый автобус 620М-001. PESA Bydgoszcz: - кабина управления - пассажирский салон	Построен в 2004 г.	Минеральная вата Alfa Rock	2,30 1,42
Дизельный поезд 630М-002. PESA Bydgoszcz. Пассажирский салон	Построен в 2011 г.	Минеральная вата Alfa Rock	1,48

Как следует из приведенных в таблице данных, средний коэффициент теплопередачи ограждающих конструкций кузовов с теплоизоляцией из супертонкого стекло- и базальтового волокна перед вводом в эксплуатацию соответствует нормативным требованиям. Вместе с

тем инструментальная проверка состояния теплоизоляционного материала в ограждениях кузова с проведением теплотехнических испытаний по истечении различных сроков эксплуатации подвижного состава до сих пор не проводились. Такую работу целесообразно выполнить в ближайшее время, что позволит определиться с необходимостью замены теплоизоляционного материала при проведении капитального ремонта второго объема пассажирских вагонов.

Комплексность подхода в проведении экспериментальных исследований на подтверждение соответствия осей нормативной базе

Жижко В. В., Жижко К. В.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

Using of complex researches (experimental and analytical researches) for Verification of Compliance are analyzed.

Обеспечение безопасности и повышение скоростей движения современного подвижного состава на железных дорогах определяется многими факторами и в первую очередь надежностью работы колесной пары. Одним из основных элементов колесной пары является ось, которая воспринимает значительную знакопеременную нагрузку при взаимодействии подвижного состава и пути. Поэтому оценка соответствия осей колесных пар подвижного состава железных дорог нормативным требованиям является актуальной научно-прикладной задачей.

Для возможности оценки контролируемых характеристик и параметров оси колесной пары, первоначальным этапом является определение характеристик, которые будут подтверждаться, в соответствии со следующими нормативными документами: ГОСТ 11018-2011 (Колесные пары тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия), ГОСТ 22780-93 (Оси для вагонов железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Типы, параметры и размеры), ГОСТ 31334-2007 (Оси для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия), ГОСТ 4728-2010 (Заготовки осевые для железнодорожного подвижного состава. Технические условия), ОСТ 32.93-97 (Тяговый подвижной состав. Оси колесных пар. Методика расчета на прочность), Нормы безопасности), РД 50-672-88 (Методические указания. Расчет и испытания на прочность. Классификация видов изломов металлов. – М. 1989 г.), ГОСТ 31373-2008 (Колесные пары локомотивов и моторвагонного подвижного состава. Расчеты и испытания на прочность), ЦТ-329 (Инструкция по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм).

Следующий этап является организация и выполнение комплекса работ, который основан на проведении расчетно-аналитических и экспериментальных исследований для подтверждения соответствия характеристик и параметров осей нормативным требованиям.

Экспериментальная часть исследований включает в себя:

- исследование геометрических размеров объекта исследования и соответствие их требованиям чертежей, технических условий или нормативным документам;
- исследование качества поверхности, качества упрочненного слоя, механических свойств и ударной вязкости металла, в зависимости от объекта проведения подтверждения соответствия исследуются различные части данного объекта, так для осей приводных это будет - подступичная часть и шейки оси;
- исследование микро- и макроструктуры, химического состава и концентрации неметаллических включений;

- исследования по определению предела прочности на усталость, например, для приводных осей в зоне перехода от шейки к предподступичной части;
- определение вязкости разрушения оси (не нормируются для локомотивных осей, а для вагонных НБ ЖТ ТМ 02-98);

- исследования на усталость цилиндрических образцов из материала оси.

К направлениям расчетно-аналитических исследований относятся:

- построение кривых усталости для материала, используемого в объектах проведения подтверждения соответствия;
- определение предела выносливости материала;
- расчет значения коэффициентов запаса сопротивления усталости для расчетных сечений оси: – галтели перехода от шейки к предподступичной части оси, – галтели перехода от предподступичной к подступичной части оси, – подступичной части оси в плоскости круга катания, – радиусного перехода от подступичной к средней части оси, – средней части оси в плоскости делительной окружности зубчатого колеса, – средней части, проходящей через геометрический центр оси.

Таким образом, по результатам выполнения таких комплексных исследований возможна всесторонняя оценка подтверждения соответствия осей колесных пар железнодорожного подвижного состава требованиям нормативной документации и определение возможности применения этих осей в конструкции подвижного состава. Результаты исследований могут быть частью опытно-конструкторских работ по постановке на производство продукции транспортного машиностроения в части производства комплектующих колесных пар.

Исследование особенностей многоуровневых преобразователей напряжения для электропривода ВСНТ

Зайцев А. Н., Комаров С. В.

Институт транспортных систем и технологий НАН Украины

For high power electric drives with linear synchronous motors, and permanent magnets are designed original circuit solutions that enable you to create multilevel converters based on low-voltage keys.

Высокоскоростная система наземного транспорта состоит из системы энергоснабжения (электропитание) и нагрузки (электрический линейный синхронный двигатель (ЛСД)) и является потребителем электроэнергии с большой установленной мощностью. Все возможные способы уменьшения потерь в системе электропривода следует рассматривать с учетом общегосударственной концепции ресурсо- и энергосбережения Украины.

Возросшие за последние годы требования к источникам вторичного электропитания (ИВЭП) заставляют трактовать понятие «эффективность источника питания» не просто как коэффициент полезного действия (КПД), а в более широком смысле – как совокупность массогабаритных показателей, эксплуатационных и электрических параметров.

Для работы электроприводов большой мощности ВСНТ с линейными синхронными электродвигателями и постоянными магнитами необходимо разрабатывать оригинальные схемотехнические решения, позволяющие создавать многоуровневые преобразователи на базе низковольтных ключей. Основным вопросом, возникающим при проектировании подобных изделий, является выбор необходимого алгоритма управления силовыми модулями, входящими в состав ячеек для надёжной их работы и улучшения энергетических показателей электропривода ВСНТ в целом.

Разработаны математические модели многоуровневых полупроводниковых преобразователей, которые позволили осуществить анализ сложных по своей топологии и по математическому описанию схем силовой электроники, которые помимо ВСНТ можно

применять в быстродействующих и широкодиапазонных электроприводах. Анализ напряжений в фазах нагрузки подтвердил, что с увеличением числа уровней преобразуемого напряжения уменьшается амплитуда пульсаций тока нагрузки и улучшается его гармонический состав.

Это позволяет увеличить срок работы электрической машины, снять ограничения на длину кабеля подключения двигателя, исключить установку дополнительных входных и выходных фильтров. Применение сложных схем инверторов позволяет получить лучшее качество электроэнергии.

Оцінка та перспектива вирішення проблеми зниження шуму та вібрації на рухомому складі залізниць України

Зеленько Ю. В., Недужа Л. О.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (ДНІТ)

Studying the dynamics of rolling stock provides prospective establishment of technical solutions in the field of railway transport. Measures to prevent or reduce the noise can be used at different stages of the process of species considered noise. A necessary is to find and develop of modern mathematical models that will take into account the type of noise, features and phasing of its formation and ensure rationality in the choice of a particular event or justify the use of complex techniques.

Вивчення динаміки рухомого складу забезпечує становлення перспективних технічних рішень в галузі залізничного транспорту, серед яких: безпека роботи рухомого складу, безперебійність, рентабельність транспортних засобів та відповідність сучасним екологічним нормам. В умовах реалізації заходів щодо підвищення швидкостей руху поїздів вже на першому етапі необхідним є детальний аналіз динамічних характеристик ходових частин вантажних вагонів, характеристик віброзахисту та вирішення проблем підвищення безпеки руху на швидкостях вище 80 км/год. При цьому ряд нормативних актів України та Державні санітарні правила планування і забудови населених пунктів вимагають вживати необхідні заходи щодо запобігання та недопущення перевищення встановлених рівнів акустичного впливу на навколишнє природне середовище і здоров'я людини.

Шум від руху поїздів має широкосмуговий характер, при цьому рівні звукового тиску в октавних смугах різних типів залізничного транспорту відрізняються та суттєво залежать від конструкції рухомих одиниць та стану дорожнього покриття. Режим експлуатації також істотно впливає на найважливіші параметри шуму, що виникає під час руху рухомого складу у кривих. Основні експлуатаційні вимоги визначаються інфраструктурою, зокрема, наявністю кривих та їх мінімальними радіусами.

Оскільки сила зчеплення між колесом й рейкою є важливим параметром, що впливає на утворення шуму, то значну роль відіграють також усі фактори, що впливають на умови зчеплення, а саме погода й географічне положення. У деяких випадках (у першу чергу під час руху поїздів на крутих підйомах) вимоги до мінімального зчеплення для створення сили тяги є вище, ніж для створення сили гальмування. Оскільки коефіцієнт тертя між колесом й рейкою не може регулюватися окремо в поздовжньому й поперечному напрямках, то обмежуються регулюванням поздовжньої складової. Безумовно, велику роль при виборі заходів грають витрати життєвого циклу й експлуатаційні витрати. При реалізації таких заходів, для яких потрібне застосування мастильних засобів, повинна бути забезпечена екологічна чистота останніх.

Аналіз статичних та дослідницьких даних підтверджує наявність широкого спектру різних систем та технологій, призначених для боротьби з шумом. Для підвищення ефективності заходів у боротьбі зі скреготом у кривих велике значення має визначення домінуючого

виду генерованого шуму. Крім того, повинні бути також визначені типові характеристики колії (радіуси кривих, ухили, вимоги, які пред'являються до коефіцієнта зчеплення), рухомого складу та експлуатаційного процесу. На основі цих даних можна визначити, які міри є найбільш доцільними.

Конструювання візків та інших елементів ходової частини вимагає пошуку оптимальних рішень з урахуванням багатьох, в тому числі санітарно-екологічних вимог. Скрегіт у кривих не має загальновизнаних критеріїв оцінки. Ймовірно, це пов'язано з тим, що практично неможливо визначити та строго відтворити умови випробування. Проте у зв'язку з незручностями, яким піддаються пасажери та мешканці прилеглих до залізниці районів, цей аспект повинен обов'язково враховуватися.

Отже, оскільки заходи щодо запобігання або зниження шуму можуть застосовуватись на різних етапах процесу виникнення розглянутих різновидів шуму, необхідним стає пошук та розробка сучасних математичних моделей, що зможуть враховувати тип шуму, особливості і етапність його утворення та забезпечити раціональність у виборі того чи іншого заходу або обґрунтувати застосування комплексу методів.

Roller Rig Testing at the Czech Technical University

Jan Kalivoda, Petr Bauer

CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering

This paper focuses on roller rigs and their role in research of running dynamics of railway vehicles. In detail, it describes the scaled CTU roller rig equipped by an experimental mechatronic bogie, and various types of experiments that are performed on the CTU roller rig.

Roller rig testing of railway vehicles is based on replacement of a track by rotating rollers with a rail profile on their circumference. Although on the roller rig a tested vehicle is longitudinally fixed and has no forward velocity, the creep conditions in wheel-roller contacts are very similar to the creep conditions in wheel-rail contacts in a real track. The key advantages of laboratory roller rig testing of railway vehicles are, stable climatic conditions, knowledge of the current state of the track, elimination of safety risks and legislative problems associated with the operation of prototypes in a public rail network.

Roller rigs have played a very important role in the development of high-speed vehicles. On the other hand, full-scale roller rigs capable of testing whole vehicles are rather costly facilities. Therefore MBS simulations often replace their role in the vehicle development process. Roller rigs designed for testing scaled models of railway vehicles are called scaled roller rigs.

Typically, scaled roller rigs are not used for assessing the performance of a particular vehicle, but they play an important role in a development of entirely new concepts of running gears and suspensions and in verification of MBS simulations.

The history of roller rig testing at the CTU began towards the end of late 80's last century, when the first single axle roller rig was built. The scale of the first CTU roller rig was 1 to 3.5 and it remained unchanged until now. The rig has been improved and updated many times. The first major adjustment came during the first half of the 90's, when the rig was completely rebuilt to a 2-axle type configuration. Further adjustments were specifically performed in accordance with the objectives of the projects, in which the rig was used. The rig is designed to carry out experimentation with a roller revolution range up to 700 min^{-1} , corresponding to the full scale vehicle speed of 230 km/h. The CTU roller rig is not only restricted to perform experiments for a straight track, but it is also capable to simulate negotiation of curved tracks, or a track consisting of arbitrary number of straight, transition and constant curvature sections.

In 2015 the CTU roller rig was equipped with a newly developed experimental two-axle bogie. The bogie dimensions correspond to a standard gauge bogie of a wheelbase of 2500 mm and wheel diameter 920 mm in full scale. The motion of each wheelset of the bogie is controlled by an

actuated steering mechanism. This mechanism enables to steer a wheelset to the desired value of yaw angle between the wheelset and the bogie frame or to apply desired value of a yaw torque on each wheelset. The wheelsets can be quickly setup to either a conventional or independently rotating wheelset (IRW) configuration. The bogie is designed for future implementation of motors to independently drive each wheel. The CTU roller rig and its experimental bogie provide the possibility of laboratory testing of the most applicable actively controlled systems at the wheelset and primary suspension level in various testing scenarios and thus may verify and demonstrate results of MBS simulations.

Опыт создания инновационных конструкций полувагонов

Кебал И. Ю., Мурашова Н. Г.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

Modern car building requires the introduction of new designs of cars with improved technical-economic indicators, which would allow the production of modern carriage of CIS countries to compete with the best foreign cars manufactured in the USA, China, etc. The most common type of freight cars are gondola cars, so this type of rolling stock is need of improvement priority.

Концепция совершенствования научно-технической политики в области создания грузовых вагонов нового поколения предполагает разработку технических решений на основе альтернативных подходов с проведением анализа различных вариантов решений, т. е. создание конкурентной среды не только при производстве вагонов, но и на стадии выполнения проектных и даже предпроектных работ.

Укрупняльницей сформулированы основные направления повышения технического уровня грузовых вагонов. На стадии проектирования инновационного подвижного состава предстоит решить следующие технические задачи:

- увеличение срока службы основных деталей и узлов вагонов в 1,5-2 раза;
- обеспечение межремонтных сроков службы трущихся деталей и узлов подшипников с 400-500 тыс. км до 1 млн. км;
- сокращение частоты поступления вагонов в текущий внеплановый ремонт с 3,5 до 0,3 раза в год.

Применение в полувагонах нового поколения более надежных узлов и деталей позволит прежде всего повысить безопасность движения, а также полностью пересмотреть регламентные работы при техническом обслуживании и плановых ремонтах. Разработка же и внедрение полувагонов нового поколения предусматривает улучшение их потребительских свойств и технико-экономических параметров. Поэтому научно-прикладная задача по повышению прочностных характеристик грузовых вагонов является актуальной для железнодорожного транспорта и транспортного машиностроения.

Повышение прочности с одновременным снижением металлоемкости и увеличением грузоподъемности полувагонов возможно за счет изменения форм элементов конструкции. Так, к примеру, форма листа настила пола глуходонного полувагона должна иметь дифференцированную поверхность, то есть состоящую из прямоугольного сечения и кругового сечения, в виде частей дуг. Прямоугольное сечение при этом варианте будет обеспечивать крепление листа к раме полувагона, а круговые сечения будут обеспечивать повышение прочности, запас которой можно использовать для снижения металлоёмкости кузова.

Существенное снижение массы тары и повышения осевой и погонной нагрузки нетто может быть достигнуто также за счет применения материалов с высокой удельной прочностью, то есть с высоким соотношением прочностных характеристик и плотности материала.

Значительное отставание технических характеристик отечественных грузовых вагонов от лучших зарубежных образцов (отношение грузоподъемности к массе тары: 6 – у зарубежных полувагонов и 3 – у отечественных) привело к разработке перспективных требований к конструкционным материалам для основных несущих и ограждающих элементов кузовов грузовых вагонов.

Экспериментальное исследование функционирования эластомерного поглощающего аппарата подвижного состава

Кеглин Б. Г., Войновский М. Г., Болдырев А. П., Алдюхов В. А.

ФГБОУ ВПО «Брянский государственный технический университет», Россия

The article is devoted to experimental analysis of mechanics work elastomeric draft gear coupler. The results of experimental studies and the calculated values of pressures in the chamber of the absorbing device for various versions of throttling holes for static and dynamic tests. Introduce new dependencies for the calculation of the forces acting on the draft gear.

Эластомерные поглощающие аппараты – в настоящее время единственные амортизаторы удара вагона, отвечающие за надежность и безопасность нефтебензиновых цистерн, специализированных платформ, крытых вагонов, транспортирующих ценные или опасные грузы. Они удовлетворяют требованиям ОСТ 32.175-2001 по классам Т2 и Т3. За все время использования эластомерных амортизаторов анализ механики их работы и математическое моделирование не завершены. Все работы предлагали модели, опирающиеся на экспериментальные данные: скорости, силы и хода в процессе удара, но убедительное описание картины давлений в камерах эластомерного аппарата отсутствовало. В работе рассматривается экспериментальное исследование, устраняющее этот недостаток. При различных режимах – статических и динамических – регистрировались и анализировались не только силовые характеристики, но и зависимости давлений в разных камерах от хода. В качестве объекта использовался эластомерный аппарат ЭПА-110.

Для измерения давления использовался датчик GEFRA TPHE-V-B35C-T, располагавшийся в штоке; таким образом, измерялось давление в полости сжатия – q_1 . Датчик устанавливался на оси штока. Во избежание проникновения эластомера в шток и кабель использовалось специальное уплотнение, посаженное на клей. Установка датчика в камере расширения – давление q_2 – очень усложнена.

Статические испытания производились на гидравлическом прессе для металла с маятниковым измерительным устройством ПММ-250 при температуре +20...+25 °С. Скорость нагружения составляла не более 5 мм/с. Методика испытаний включала в себя нагружения испытываемых узлов до сжатия на величину конструктивного хода при работе в аппарате. Для статических испытаний были подготовлены три варианта дросселирования. Первый, когда дросселирование обеспечивало только калиброванный зазор; второй – наряду с зазором были 3 дополнительных отверстия диаметром 7 мм.; третий – наряду с зазором были 3 отверстия диаметром 10 мм.

В результате испытаний следует вывод о минимальном внутреннем трении (необратимое поглощение энергии менее 2%) при нагружении и деформировании эластомера. В то же время силовая характеристика свидетельствует о значительном гистерезисе при цикле «сжатие - восстановление». Необратимое поглощение энергии при отсутствии гистерезиса у давления приводит к единственному выводу: при медленном сжатии причиной гистерезиса является внешнее трение. Оно возникает при продавливании эластомера через зазор между плунжером и поршнем и через дополнительные отверстия в поршне.

Ударные испытания проводились на стенде-горке БСЗ-БГТУ. Скорости удара изменялись от 0,73 до 2,05 м/с. Испытания проводились при температуре окружающей среды 1...5

°С. Для ударных испытаний аппарат ЭПА-110 был подготовлен в двух исполнениях: с отверстиями в поршне штока диаметром 7 и 10 мм.

Результаты динамических испытаний показали, что на основной части хода давление $q_1(x)$ при восстановлении ($V < 0$) существенно больше, чем при сжатии. Расчет давления $q_2(x)$ показал, что в эластомерном поглощающем аппарате наибольшее давление имеет место в камере расширения, в которой находится шток. Этот факт необходимо учитывать при проектировании крышки и уплотнений в камере.

Науковий підхід до забезпечення раціональних показників міцності вантажних вагонних конструкцій

Кельріх М. Б., Фомін О. В.

Державний економіко-технологічний університет транспорту

One of the priorities railway transport of Ukraine charged the need to update national park improved construction of freight cars. In the report submitted features and results of the proposed scientific approach to creating designs of freight cars for the sound performance strength. The scientific approach is a general transport engineering nature, so it can be used for other types of rolling stock specific to their existence

Конкурентоздатність залізничного транспорту України безпосередньо залежить від технічного рівня його рухомого складу, який переважно сформовано вантажними вагонами. Тому до пріоритетних напрямків розвитку залізниць віднесено необхідність оновлення вітчизняного парку вантажних вагонів їх моделями з конкурентоздатним рівнем техніко-економічних показників, що є складним науково-практичним завданням. Вирішення такого завдання обумовлює необхідність розроблення методологічного забезпечення для створення вантажних вагонів нового покоління.

У відповідності із вищесказаним на кафедрі «Вагони та вагонне господарство» Державного економіко-технологічного університету транспорту запропоновано науковий підхід до створення конструкцій вантажних вагонів з забезпеченням раціональних показників міцності. Реалізація зазначеного підходу дозволяє створювати конструктивні елементи вантажних вагонів, які будуть максимально ефективно виконувати свої функції при мінімальній собівартості виготовлення і експлуатації. Такий підхід узагальнено включає розроблення адекватної скінчено-елементної моделі вагону-аналогу і її комплексне (у відповідності із розрахунковими режимами передбаченими діючими нормативними документами розрахункове дослідження з метою відшукування надлишкових запасів міцності; створення за отриманими результатами нової моделі вантажних вагонів з складовими елементами у вигляді балок рівного спротиву сумарній дії експлуатаційних навантажень, з подальшими теоретичними та експериментальними перевірками її конструкції.

В якості основних особливостей проведення вище зазначеної процедури можна виділити наступне. Перевіряти адекватність розробленої скінчено-елементної моделі вагону-аналогу необхідно на основі даних його експериментальних випробувань, також за цими матеріалами доцільно формувати відповідну модель для вагону-прототипу. За початковий обрис проектуемого елемента необхідно обирати його переріз, який дозволить витримувати максимальні значення сумарної дії експлуатаційних напружень притаманних екстремальним випадкам роботи досліджуваної складової вантажного вагону. На наступних етапах розроблення конструкції вагону-прототипу проводяться розрахунки на інші розрахункові режими в послідовності відповідно рівня критичності дії в них навантажень.

На основі запропонованого наукового підходу до забезпечення раціональних показників міцності вантажних вагонних конструкцій розроблено напіввагони, криті вагони та вагони-платформи нового покоління. Результати теоретичної перевірки в процесі випробувань таких вагонів засвідчили ефективність застосування розробленого підходу. Представле-

ний науковий підхід має загальний машинобудівний транспортний характер, тому може бути використаний і для інших типів рухомого складу залізниць з урахуванням специфіки їх існування.

Проектирование и расчет крыши для полувагонов

Кирильчук¹ О. А., Шатунова² Д. А.

¹«Вагоны и вагонное хозяйство» Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

² Проектно-конструкторское технологическое бюро по проектированию и модернизации подвижного состава, пути и искусственных сооружений Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

Development of a new roof structure for the gondola car and the investigation of its strength.

На железных дорогах для перевозки тарно-штучных, штабельных, пакетированных и некоторых сыпучих (зерно) грузов, требующих укрытия и защиты от атмосферных осадков используют крытые вагоны. Но в последнее время операторские компании начали применять универсальные полувагоны со съёмными крышами. На вагоностроительных заводах разработали различные варианты конструкций съёмных крыш.

На Уралвагонзаводе разработана конструкция полувагона со съёмной крышей модели 12-146. Этот вагон предназначен для общесетевого использования при перевозке грузов, требующих укрытия от атмосферных осадков, от повреждений, для обеспечения экологических требований. Его грузоподъёмность составляет 65,5 т, а масса тары – 28 т.

На Крюковском вагоностроительном заводе изготавливают специализированный полувагон со съёмной крышей модели 12-9765. Этот специализированный полувагон со съёмной крышей и разгрузочными бункерами предназначен для перевозки по железным дорогам Украины, стран СНГ и Балтии с шириной колеи 1520 мм в одном направлении глинозема насыпью, с погрузкой через верхние люки и разгрузкой в межрельсовое пространство через нижние люки на специальных разгрузочных устройствах, а в другом направлении – алюминиевых заготовок и других штучно-тарных грузов, требующих защиты от атмосферных осадков.

В работе приводится способ использования полувагонов для перевозки грузов, которые требуют защиту от воздействия внешней окружающей среды и атмосферных осадков. Для этого предлагается использовать съёмную крышу. В работе рассмотрен один из возможных вариантов конструкции съёмной крыши и приведены результаты исследования ее прочности.

Для исследования прочности использовался вычислительный программный комплекс FEMAP, который реализует метод конечных элементов. На основе геометрической модели была разработана пластинчатая конечно-элементная модель крыши.

Как показали результаты расчета напряжения, которые возникают в крыше не превышают предела текучести материала, а это означает, что остаточных деформаций в конструкции возникать не должно. В результате расчета получены поля распределения эквивалентных напряжений и деформаций по всей конструкции от действия рассмотренных в работе вариантов нагружений, что позволяет оценить их уровень в любом районе крыши

Из полученных результатов можно сделать вывод, что прочность предлагаемой авторами конструкции съёмной крыши для полувагонов удовлетворяет требованиям «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)»

Автоматизація регулювання кута випередження подачі пального тепловозних дизелів

Кислий Д. М., Мартишевський М. І.

ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна

The issue of operational fuel economy was and remains valid for all vehicles without exception, where the power plant using internal combustion engines. One possible technical improvements of power plants based on diesel engines can be targeted automatically control the amount of the angle of injection of fuel for its optimization on the background of reducing fuel consumption. The proposed system has been made to actively adjust the angle of the fuel supply to the cylinders on the basis of rotational speed of the crankshaft, the average temperature combustion and maximum pressure in the cylinder.

Питання експлуатаційної паливної економичності було і залишається актуальним для всіх без виключення транспортних засобів, де в якості енергетичної установки використовуються ДВЗ. Одним з можливих технічних удосконалень силових установок на базі дизелів може бути автоматичне цільове регулювання величини кута випередження впорскування пального з метою його оптимізації на фоні зменшення витрати палива. Запропонована система призвана активно регулювати кут випередження подачі пального в циліндри з урахуванням частоти обертання колінчастого вала, середньої температури згорання палива і максимального тиску в циліндрі.

Виконаний аналіз можливості підвищення паливної ефективності роботи тепловозних дизелів показали, що на цей час одним з можливих напрямків є удосконалення кінематичних схем конструкції окремих вузлів дизелів та регулювання їх роботи, з можливістю автоматизації процесу регулювання кута випередження подачі пального. Автоматичне регулювання кута випередження з метою його оптимізації для різних експлуатаційних режимів роботи силових установок тепловозів буде економічно ефективним через підвищення ККД дизелів.

Налаштування дизеля шляхом оптимізації величини кута випередження подачі палива необхідно проводити не тільки для режиму номінальної потужності, а і для всіх позицій контролера машиніста згідно з тепловозною характеристикою. Це органічно підтверджується тим, що доля роботи дизеля тепловоза на номінальних режимах потужності в загальному бюджеті робочого часу в процесі його експлуатації складає згідно зі статистикою до 15%.

Фактично оптимізація кута випередження впорскування палива базується на теорії підготовки дизельного палива до спалювання, в основі якої лежить такий фізичний параметр як «час» підготовки: чим більша частота обертання колінчастого вала, тим менше часу виділяється на протікання фізичного процесу. Якщо за основу (константу) прийняти фізично необхідний для підготовки палива час, то зростання частоти обертання колінчастого вала буде вимагати для одного і того ж процесу більшого кута повороту вала, тобто кут випередження подачі палива має бути більший.

Тривалість підготовчого періоду на режимах номінальних частот обертання колінчастого вала тепловозного дизеля складає $\tau_i = 0,001 \div 0,002$ с, але на режимах проміжних навантажень і холостому ході цей діапазон часу збільшується до $0,005 \div 0,007$ с.

Вибираючи характеристику подачі пального в циліндр шляхом підбору конструкції і розмірів елементів паливної системи високого тиску, можна управляти процесом згорання і одержувати індикаторну діаграму раціональної форми з бажаним тиском спалаху. Одночасно можна утримувати в допустимих межах швидкість наростання тиску і тим самим запобігати дії значних динамічних навантажень на механізм двигуна.

Система автоматичного регулювання кута початку подачі пального може включати в себе такі специфічні складові як електронні датчики частоти обертання колінчастого вала, блок підсумовування сигналів, перетворювач електричного сигналу в механічний та механічний блок безпосереднього регулювання кута початку подачі пального в циліндр.

Результати досліджень проблеми: розрахунковий кут випередження подачі пального знаходиться в межах $25 \dots 18^\circ$ до в.м.т. При частоті обертання $n_{KB} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ (режим номінальної потужності) він становить 25° , а при $n_{KB} = 350 \text{ хв}^{-1}$ (режим холостого ходу) – 18° .

Як показали виконані на основі математичної моделі розрахунки, при номінальній частоті обертання колінчастого валу витрата пального порівняно з традиційно налаштованим дизелем-прототипом не змінюється, а на режимі холостого ходу – економія дизельного пального сягне 7,6%.

Применение структурных схем для анализа кинематических связей тягового устройства электровоза

Клименко И. В., Гернич Н. В.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

In the work on the basis of the analysis of block diagrams of joints in structures of railway vehicle dynamics is the study of the loading elements in the presence of redundant links and without them.

Строением механизма определяются такие его важнейшие характеристик, как виды осуществляемых движений, способы их преобразования, число степеней свободы. Формирование механизма сопровождается наложением связей, а правильное их распределение в строении механизма в значительной степени предопределяет надежность и безопасность его эксплуатации. Поэтому требования к механизму – выполнять заданные функции и сохранять заданные параметры в установленных пределах в течение всего периода эксплуатации – выдвигают задачу о проектировании механизмов оптимальной структуры.

В 1951 году профессор Л. Н. Решетов пришел к выводу, что за немногими исключениями следует применять только механизмы без избыточных связей. Исключения были вызваны тем, что не были найдены нужные структурные схемы. В настоящее время для большинства «исключений» такие схемы найдены. Принцип статической определимости позволяет научно обосновать, какие и где надо применять кинематические пары в механизме. А чтобы создать механизмы без избыточных связей необходимо разработать их структурные схемы. Такие механизмы позволяют уменьшить допуски на изготовление, уменьшить трудоемкость, удешевить производство и повысить надежность машин, а, следовательно, повысить безопасность движения на железных дорогах. В отдельных случаях упрощается конструкция и увеличивается прочность конструкции.

Поскольку электровоз представляет собой систему твердых тел, соединенных между собой связями, то его можно отнести к таким понятиям, как механизм.

В работе на примере электровоза ДСЗ составлена структурная схема и проведен анализ соединений тягового устройства электровоза. Для передачи продольных сил (торможения) между каждой тележкой электровоза и кузовом установлена наклонная тяга, шарнирно соединенная с тяговым устройством тележки и с равноплечим балансиром, концы которого связаны со стержнями, закрепленными на раме кузова.

Ходовые динамические испытания электровоза ДСЗ показали, что наклонная тяга в режиме выбега не является связью, а в режиме тяги – является (в ней появляется напряжение). Испытания также показали, что в режиме тяги (наличии напряжения в наклонной тяге) электровоз вписывается в кривой участок пути без дополнительных усилий, а когда наклонная тяга не является связью (отсутствие в ней нагрузки на выбеге), коэффициент вертикальной динамики превышает допускаемые значения.

В данной работе была составлена структурная схема соединения наклонной тяги, записаны кинематические пары рассматриваемого механизма, определено количество избыточных связей и даны рекомендации по созданию рационального механизма.

Для численного анализа системы с избыточными связями и без них была при помощи программного комплекса *Scad* составлена расчетная схема и проведен расчет для определения значения сил и моментов реакций при данном режиме нагружения. Результаты расчета показали, что суммарные силы и моменты в схеме с избыточными связями больше, чем в схеме без избыточных связей, что дает основание для дальнейшего использования структурных схем для исследования соединений различных видов рельсовых экипажей.

Енергозбереження при виробництві залізобетонних шпал

Коваленко В. В.

ДНУЗТ

In this work the methods of energy conservation at all stages production concrete sleepers. An integrated approach to technology development yielded durable concrete increased brand strength.

Для нашої країни, як і для інших країн світу встає гостро проблема довговічності залізобетонних шпал. Бетон руйнується не відпрацювавши і 5 % ресурсу. При чому на виробництво шпал витрачається багато енергії починаючи з видобування заповнювачів і виробництва цементу і закінчуючи енергоємною технологією термовологої обробки.

Такі енергетичні витрати не тільки не є запорукою якості кінцевих виробів, а навпаки, сприяють в поєднанні з сучасними цементами значному зниженню довговічності підрейкових основ.

Нова безпропарювальна технологія виробництва залізобетонних шпал, розроблена Дніпропетровським національним університетом залізничного транспорту імені ак. В. Лазаряна та застосування нових просіваючих поверхонь з підвищеними амплітудними характеристиками, збільшеною зносостійкістю металу виробництва ПП «Логія» дозволяє економити під час виробництва більше ніж 60 % електричної енергії та природного газу. Технологія зумовлює виготовлення довговічного бетону і базується на застосуванні сировинних матеріалів із строго контрольованими характеристиками, полікарбоксилатної добавки ПЛКП, виробництва ПП «Логія». Технологія дозволяє економити до 160 кг цементу на м³ бетонної суміші, знижувати водо-цементне співвідношення, що додатково збільшує однорідність структури гідро-кристалітів цементного каменю та щільність, водонепроникненість та морозостійкість бетону. Зниження, по відношенню до традиційної технології виробництва, температури гідратації цементного каменю дозволяє уникнути утворення структурно нестабільних фаз, які перетворюються в процесі експлуатації на інші зі зміною питомого об'єму, що сприяє передчасному руйнуванню бетону. Зменшення загального об'єму цементного каменю в структурі бетону також сприятливо діє на мікроструктурну однорідність. Застосування нових гірерпластифікаторів українського виробництва сприяє значному розгалуженню мікроструктури цементного каменю, утворенню нановолокон гідро-кристалітів, які збільшують міцність на стискання та вигін у 1,5 рази по відношенню до бездобавочного бетону. Подрібнення та диспергування цементного каменю утворює гелеву пористість, яка підвищує характеристики морозостійкості бетону, виробленому за новою технологією.

Поєднання вищезгаданих якостей в бетоні зробленому за новою технологією дозволяє підвищити фізико-механічні характеристики та водночас довговічність підрейкових основ. Такі підрейкові основи можливо застосовувати на будівництві швидкісних залізничних магістралей.

Безперечним є те, що сучасні технології потребують строгого контролю не тільки фізико-хімічних характеристик сировинних матеріалів, технологічних параметрів виробництва бетону, але і контролю макроструктурної однорідності підрейкових основ. Така однорідність досягається за рахунок регулювання чистоти відсіву крупних заповнювачів, які є в деяких

випадках (при невідповідності розміру щебених часток нормам стандарту) причиною утворення крупних (в діаметрі більших ніж 2 см) пор в бетоні шпал.

Просіваючи поверхні виробництва ПП «Логія», м. Дніпропетровськ дозволяють при збільшенні амплітуди робочої поверхні у 1,5-2 рази, підвищенні площі просівання у 2 рази більш ефективно і якісно просівати гранітний щебінь. При чому зменшується витрати електричної енергії більш ніж на 60 % та створюються передумови виключення з технологічних ліній частини діючого обладнання (грохотів, що відсівають менші фракції).

Таким чином одночасне застосування сучасних розробок при виробництві залізобетонних підрейкових основ дозволить не тільки підвищити їх якість та довговічність, а і зекономити більше ніж 60 % енергетичних витрат.

Методика визначення часу, необхідного для подання сигналів працівниками колійного господарства при виконанні своїх функціональних обов'язків

Ковальчук О. Б.

Львівський НДІ судових експертиз

The approach to determining the time required for signaling in the event of danger presented in the article.

Час реакції працівників колійного господарства (чергових по переїзду, сигналістів, помічників водіїв дрезин, помічників машиністів колійних машин та ін.) при виникненні небезпечної ситуації та час подання ними сигналів безпосередньо впливає на розвиток механізму залізнично-транспортної пригоди та на можливість її запобігання.

На теперішньому етапі розвитку судової залізнично-транспортної експертизи відсутня методика визначення часу, який необхідний для сприйняття небезпеки працівниками колійного господарства, прийняття ними рішення про подачу сигналу та, власне, на саму його подачу. Це призводить до потреби встановлення зазначеного часу шляхом проведення слідчих експериментів, при яких неможливо усунути суб'єктивні фактори, які їх супроводжують.

Реверсні (зворотні) дії людини на різні відчуття, що сприймаються органами чуттів (сенсорною системою), називаються сенсомоторними реакціями. У даному випадку розглядаються реакції людини-оператора, а саме працівника колійного господарства, на відчуття, що сприймаються нервовою системою як подразнення (сенсорні сигнали), які надходять із зовнішнього середовища, за умови виникнення ситуації, що загрожує безпеці руху та життєдіяльності людей.

Терміном «час реакції людини-оператора» у нашому випадку будемо називати проміжок часу з моменту початку розвитку транспортної ситуації, яка містить загрозу і знаходиться у межах сприйняття людини-оператора до моменту подачі сигналу, включаючи у себе час, необхідний для виконання підготовчої дії (як правило, це початок руху руки до органу подачі сигналу або до відповідного її положення). Таким чином час реакції включає у себе три складові: час ідентифікації ситуації як небезпечної, час виконання підготовчої дії, час подання сигналу.

Сенсомоторна реакція складається з прихованого та моторного періодів. Прихований період – це час від моменту появи небезпечної ситуації до початку руху. Моторний період – час виконання руху, дії. Дуже важливо при дослідженні часу реакції людини-оператора враховувати його психофізіологічні особливості, оскільки швидкість часу реакції значною мірою залежить від особистісних якостей та функціонального стану людини-оператора.

Сенсомоторна реакція характеризується правильністю, точністю і своєчасністю, оскільки можна вчасно відреагувати на небезпечну ситуацію, але зробити неправильну дію.

Шляхом проведення психофізіологічних досліджень стану працівників колійного господарства у процесі подання ними сигналів можна отримати статистичні дані часу сприйнят-

тя ситуації як небезпечної, часу переробки отриманої інформації й прийняття рішення та часу, що необхідний безпосередньо для подачі різних типів сигналів залежно від різних умов праці та психофізіологічних особливостей працівників. Отримані при дослідженні результати обробляються методами математичної статистики і будується математична модель розрахунку часу реакції та часу подачі сигналу людиною-оператором. Кінцевим результатом виконаної роботи є розроблення методики для проведення досліджень працівників колійного господарства, які мали відношення до механізму залізнично-транспортної пригоди. Дана методика буде запропонована для апробації і впровадження у судово-експертних установах Міністерства юстиції України при виконанні судових залізнично-транспортних експертиз за експертною спеціальністю 10.11 «Дослідження обставин та механізму залізнично-транспортної пригоди».

Експертні дослідження несучої здатності металевих гофрованих конструкцій залізничної колії

Ковальчук В. В., Сисин М. П., Набоченко О. С., Ульф Гербер²

¹Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Львівська філія

²Дрезденський технічний університет

The assessment of the load-carrying capacity of flexible metal culverts with available residual deformations is important to find up the causes of defects, and appropriate engineering solutions to ensure the bearing capacity the FMC. The degree of compaction of backfill soil and the dynamic load value of railway rolling stock are taken into account in the calculations.

У процесі експлуатації металевих гофрованих конструкцій (МГК) зафіксовані наступні дефекти: просідання склепіння труби, надлишкові деформації вертикального та горизонтально діаметрів труби, викришування металу поблизу болтових з'єднань, корозія металу труби, просідання колії над вершиною металевої труби, тощо. Отже, дослідження, спрямовані на встановлення причин появи таких дефектів, є необхідними та актуальними на сьогоднішній день. Відповідний моніторинг дозволить прийняти своєчасні інженерні рішення для підвищення несучої здатності МГК, які експлуатуються на залізницях.

З метою фактичного визначення положення рейкової колії у профілі, над металевою трубою і підходах та для контролю за положенням конструкції труби були проведені інструментальні вимірювання із застосуванням геодезичних приладів та інструментів, згідно програми спеціальних спостережень. Положення рейкової колії та точок нагляду на конструкціях у профілі визначалось методом нівелювання від тимчасового репера.

У поздовжньому напрямку (в профілі) рейкова колія над металевою гофрованою трубою, на ділянці довжиною 60 м мала ламаний профіль з сідловиною по осі труби рівною 37,1 мм.

Метою роботи є виконати дослідження несучої здатності МГК при взаємодії з ґрунтом засипки із врахуванням низки факторів, насамперед величини розвитку нерівності на залізничній колії, ступеня ущільнення ґрунтової засипки та величини динамічного навантаження від рухомого складу залізниць.

Аналіз розрахунку напружено-деформованого стану показав, що зі збільшенням ступеня ущільнення ґрунтової засипки, напруження в листах МГК майже вдвічі зменшуються. Набагато швидше збільшуються напруження з ростом нерівності. Числові розрахунки показали, що еквівалентні напруження перевищують допустиму величину 235 МПа тільки при одночасному впливу двох факторів, а саме при ступені ущільнення ґрунтової засипки нижче 90% і наявності існуючої нерівності. Це є небезпекою переходу металу гофрованої труби в її зводі в пластичний стан і утворення пластичного шарніру. Негативні значення напружень у

зводі труби, при відсутності зовнішніх навантажень рухомого складу, пояснюються впливом бічного тиску мас ґрунтового насипу.

Відносно впливу на несучу здатність металевої гофрованої конструкції обидва фактори мають істотний вплив. Найбільш низьке значення несучої здатності існує в початковий період експлуатації, безпосередньо після її спорудження. Проте при забезпеченні своєчасного усунення нерівності, навіть при недостатньому ущільненні ґрунтової засипки, запас несучої здатності становить 58%. Тоді, як при нормальному ступені ущільнення запас міцності становить близько 80%. Збільшення нерівності вище нормативних значень призводить до швидкого росту динамічних навантажень від рухомого складу, і як наслідок до відповідного зниження несучої здатності. Слід зазначити, що навіть при понаднормативній нерівності може забезпечуватися стала робота труби, якщо ґрунтова засипка має достатній ступінь ущільнення (більше 95%).

Висновки. Досліджена конструкція МГК у нормальних умовах експлуатації має досить великий запас несучої здатності, який досягає 80%. Проте конструкції МГК, незважаючи на високий початковий запас міцності, є досить чутливими до росту зовнішніх динамічних навантажень, внаслідок виникнення нерівності на залізничній колії. Найбільш уразливою відносно стійкості проти утворення пластичного шарніра, МГК перебуває в початковий період експлуатації, коли ґрунтова засипка ще не досягла нормативного ущільнення. У цей період потрібне підвищення рівня технічного контролю для своєчасного виявлення наднормативних нерівностей колії і їх усунення.

Імітаційне моделювання міцності несучих конструкцій об'єктів залізничної інфраструктури

Колосков В. Ю.

Національний університет цивільного захисту України

Characteristics of strength provision for carrying structures of infrastructure objects of the railway enterprises are investigated. Simulation model of the system of safety and carrying structures strength provision for railway infrastructure objects during the emergency situation is developed.

Однією з найважливіших проблем при забезпеченні надійної експлуатації елементів залізничного підприємства є забезпечення цілісності системи об'єктів залізничної інфраструктури, зокрема, за напрямом збереження їх конструкційної міцності. Можливості експериментування з реальними об'єктами залізничної інфраструктури значно обмежені необхідністю збереження її постійної працездатності. Актуальним у цьому зв'язку є використання методів імітаційного моделювання для визначення динаміки руйнівних процесів в елементах несучих конструкцій споруд з метою розробки заходів та засобів, що дадуть можливість тривалий час зберігати несучу здатність конструкцій, що в свою чергу дасть змогу забезпечити безпеку руху залізничного транспорту в цілому.

Суттєвою особливістю конструкцій споруд та будівель, що є об'єктами залізничної інфраструктури, слід визначити підвищену інтенсивність зовнішніх впливів на них зі сторони природного середовища, особливо під час надзвичайних ситуацій (НС), зокрема, метеорологічних, пов'язаних з сильними опадами, температурними впливами, сильним вітром, налипанням снігу, тощо.

При виникненні надзвичайної ситуації (НС) у динаміці зміни її обставин величини напружень σ_{\max} та τ_{\max} залежать безпосередньо від множини факторів $\Phi_{НС}$, що характеризують умови її перебігу, адже вони містять в собі усі прикладені зовні зусилля, що призводять до виникнення внутрішніх зусиль у перерізі елемента, а також інші фактори аналогічної дії, зокрема: температуру середовища; вітрове та снігове навантаження; вагу зруй-

нованих елементів конструкцій; вагу систем та пристроїв, що використовуються для локалізації та ліквідації наслідків НС, тощо. Водночас у виразах для визначення напружень також містяться і результати впливу означених зовнішніх зусиль та факторів на елемент, такі як: температурне видовження; зміна форми елемента, наприклад при перенавантаженні у природних умовах; зміна форми та розміру поперечного перерізу, тощо.

Для оцінки міцності і надійності експлуатації пропонується використовувати імітаційне моделювання. Умови міцності для елемента несучої конструкції у загальному вигляді визначаються за класичними співвідношеннями, що можуть за необхідності бути доповнені додатковими умовами для перевірки за еквівалентними напруженнями. На основі вище зазначеного пропонується визначати етапи задачі імітаційного моделювання. Розглядається функціонування системи забезпечення безпеки і міцності несучих конструкцій об'єктів залізничної інфраструктури при НС на інтервалі часу $[t_0, t_1]$, що характеризується дією комплексу факторів $\Phi = \{\Phi_{i,j}\}$ та результатом у вигляді зміни E функціональних станів людей, що знаходяться у зоні НС, залежність якої від міцності конструкції можна вважати скачкоподібною з моментальним перевищенням допустимих значень при перевищенні максимально допустимих значень хоча б одного з факторів сукупності Φ , та незмінністю показників функціонального стану у межах допустимого навантаження за визначеними факторами. Процес функціонування системи полягає в оцінюванні безпеки діючих факторів і відтворенні керуючого імпульсу Y на зміну їх діючих значень. Структура запропонованої імітаційної математичної моделі складена за блочно-модульним принципом. Це дозволяє вільно її корегувати залежно від конкретного завдання моделювання, пов'язаного з конкретною НС.

Применение датчиков Холла при проектировании многоуровневых преобразователей для высокоскоростного наземного транспорта (ВСНТ)

Комаров С. В. Зайцев А. Н.

Институт транспортных систем и технологий НАН Украины

Designing multi-level converters will expand the use of the components. As generally used current sensors shunts, current transformers, and sensors based on the Hall effect. The use of low-cost integrated sensors Allegro MicroSystems series ACS-xxx and the decisions based on them allows you to expand the range of current measurements.

Проектирование многоуровневых преобразователей позволит расширить использование элементной базы. Компоновка преобразователей с соединением ячеек параллельно и последовательно позволяет использовать коммутирующие элементы с меньшими допусками токов и напряжений. При этом возрастают требования к контролю параметров силовых элементов, для этого необходимо оснащать индивидуальными датчиками каждый коммутирующий элемент преобразователя. В качестве датчиков тока обычно применяют шунты, трансформаторы тока и датчики на основе эффекта Холла.

Токовые шунты применяют для измерений, как на постоянном токе, так и на переменном, однако данный вид датчиков не имеет гальванической развязки силовых и измерительных цепей. Трансформаторы тока обеспечивают гальваническую развязку между силовыми и измерительными цепями, но обеспечивают меньшую точность измерений по сравнению с токовыми шунтами. Так же трансформаторы тока не могут использоваться при постоянном токе из-за подмагничивания магнитопровода. В отличие от двух предыдущих типов датчиков, датчики на основе эффекта Холла лишены этих недостатков и обеспечивают, как приемлемую точность измерений, так и гальваническую развязку силовых и сигнальных цепей.

Применение недорогих интегральных датчиков Allegro MicroSystems серий ACS-xxx и решений на их основе позволяет расширить диапазон измерений токов. Оснащение каждо-

го силового коммутирующего ключа преобразователя своим индивидуальным датчиком тока позволит создать «интеллектуальные ключи» и повысит надежность и быстродействие цепей защиты.

Расчетно-экспериментальная методика прогнозирования ресурса несущих конструкций вагонов относительно технического состояния испытанного типового представителя

Коновалов Е. Н., Путято А. В.

Учреждение образования «Белорусский государственный университет транспорта»

In the report the settlement-experimental technique of definition of a residual resource of a bearing construction of the railway car is resulted, allowing to consider its actual mechanical properties after long-term service, and also developed regarding possibility of performance of the forecast of a resource having an excellent technical condition from the tested typical representative.

Практика эксплуатации и техническое состояние вагонов, в особенности специальных, показывают, что указанный в технических условиях срок службы в большинстве случаев далек от предельного. Во многом это связано как с существенным запасом прочности, заложенном при проектировании, так и с особенностями эксплуатации конкретного типа вагонов. Принятая процедура продления срока службы грузовым вагонам предусматривает на основе технического диагностирования металлоконструкций, а также результатов натурных испытаний типового представителя, назначение нового срока службы. В то же время, крайне важно знать, по нашему мнению, не только реальную картину напряженно-деформированного состояния, на основе которой выполняется оценка ресурса, но и фактические физико-механические характеристики металла после длительной эксплуатации, а также интенсивность и специфику эксплуатационных нагрузений. Наряду с вышесказанным отметим, что в настоящее время также отсутствует методика прогнозирования остаточного ресурса несущей конструкции вагона относительно технического состояния испытанного типового представителя.

В докладе приводится расчетно-экспериментальная методика определения остаточного ресурса несущей конструкции вагона, позволяющая учесть ее фактические механические свойства после длительной эксплуатации, а также развитая в части возможности выполнения прогноза ресурса металлоконструкции вагона, имеющего отличное техническое состояние от испытанного типового представителя.

Методика прогноза ресурса несущей конструкции вагона относительно технического состояния испытанного типового представителя включает следующие укрупненные стадии: путем виртуальных испытаний устанавливаются изменения напряжений (получение аппроксимирующих функций) в i -ой контрольной области конструкции в зависимости от ее физического состояния (толщины) для k -го характерного режима нагружения; базируясь на экспериментальных данных испытаний при характерных режимах нагружения типового представителя, с учетом полученных аппроксимирующих функций, определяются прогнозные уточненные зависимости изменения напряженного состояния в i -ой контрольной области конструкции от ее физического состояния для k -го характерного режима нагружения; уточненные зависимости далее используются в общей методике оценки остаточного ресурса несущей конструкции вагона, причем в качестве одной из экзогенных переменных, наряду со сроком службы, значениями механических характеристик материала и т.п., является геометрическая характеристика контрольной области или ее аналог относительно характеристики контрольной области типового представителя.

Методика реализована при определении остаточного ресурса специальных вагонов хоппер-дозаторов модели ЦНИИ ДВЗ после эксплуатации свыше полуторного нормативного срока службы. Установлены зависимости остаточного ресурса контрольных областей от их коррозионного износа, в частности, изменение ресурса хребтовой балки в области сочлене-

ния со шкворневой от толщины конструктивного элемента с высокой достоверностью аппроксимируется полиномом пятой степени. Предложенная методика может быть использована при оценке ресурса новых вагонов при определении рациональных параметров геометрических характеристик сечений несущих конструкций.

Випробування поглинальних апаратів ПМК-110

Костенко Ю. О., Сороколів А. В.

НДІ РСКТС ДНУЗТ

The purpose of research absorbing devices PMKP-110 was determine whether the energy and durability absorbing device requirements of regulatory documents. Objectives of the study lies in determining the power consumption in the state of supply and nominal and maximum power consumption in the fastened state, as well as carrying out tests for the resource conviction absorbing safety devices and their characteristics of stability in service.

Поглиналильні апарати призначені для часткового гасіння енергії удару, зменшуючи позовжні зусилля на розрив і стиснення, які передаються на раму кузова через автозчепний пристрій. Принцип їх дії оснований на виникненні в апараті сили опору та перетворенні кінетичної енергії співударяння мас в інші види енергії.

У конструкції залізничних вагонів поглиналильні апарати сприймають тягові та гальмові зусилля, які виникають у поїзді та поглинають енергію позовжніх ударів, що виникають в автозчепленні. Від неправильної роботи поглиналильного апарата та від його надійності залежить цілісність рухомого складу та вантажу, що перевозиться.

Поглиналильний апарат типу ПМКП-110 відноситься до апаратів класу Т1 по ОСТ 32.175 та має складну конструкцію. Деталі поглиналильного апарата виготовляються з різних матеріалів, тому інколи локалізація виробництва стає економічно не вигідною, і деякі деталі закупляються у різних постачальників. Вхідний контроль на заводах виробників готових поглиналильних апаратів жорстко перевіряє якість кожної складової, але параметри уже зібраної продукції можуть бути різними. Саме тому, для постійного забезпечення контролю якості випущеної продукції, проводять періодичні випробування.

Дані експериментальних досліджень періодичних випробувань дозволяють оцінити стабільність технологічного процесу виробництва поглиналильних апаратів.

Метою досліджень поглиналильних апаратів ПМКП-110, було визначення відповідності енергоємності та зносостійкості поглиналильного апарата вимогам ОСТ 32.175, ТУ 3183.002.0268031-2004, СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.05, СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.06, СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.07, а отже підтвердження стабільності якості виробництва.

Цілі дослідження полягають у визначенні енергоємності в стані поставки та номінальної і максимальної енергоємності в приробленому стані, а також у проведенні ресурсних випробувань для переконання в надійності поглиналильних апаратів та стабільності їх характеристик в процесі експлуатації.

Було проведено необхідний комплекс робіт, що включав в себе експериментальну та дослідну частину.

В експериментальній частині досліджень було виконано:

- визначення енергоємності у стані поставки;
- визначення номінальної та максимальної енергоємності в приробленому стані;
- проведення ресурсних випробувань для переконання в надійності поглиналильних апаратів та стабільності їх характеристик в процесі експлуатації.

У ході аналітичних досліджень було:

- проаналізовано науково-методичну літературу на предмет дослідження поглиналильних апаратів типу ПМКМ-110;

– визначено основні напрямки вдосконалення поглинальних апаратів типу ПМКП-110.

У результаті проведених досліджень спеціалістами ВЦ ДНУЗТ встановлено, що зразки, які підлягали випробуванням, відповідають вимогам нормативної документації, тому виробництво на ПАТ «КВБЗ» забезпечує стабільність якості випущеної продукції.

Развитие методов оценки прочности несущих конструкций подвижного состава железных дорог в ОНИЛ ДППС ДНУЖТа

Кострица С. А.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

The paper considers theoretical and experimental methods for evaluating the strength of railway rolling stock. Shows the stages of their development.

Обеспечение безопасности и эксплуатационной надёжности, как существующего подвижного состава железных дорог, так и вновь проектируемого невозможно без решения задачи по оценке прочности несущих конструкций в условиях действия эксплуатационных нагрузок.

За последние 30 лет методы оценки прочности несущих конструкций подвижного состава получили большое развитие. При этом можно выделить три основных направления:

- совершенствование методов расчёта на прочность;
- совершенствование методов проведения экспериментальных исследований и обработки полученной информации;
- совершенствование нормативной базы.

Для расчетного сопровождения проектирования и моделирования конструкций подвижного состава на этапе подготовки к прочностным испытаниям самое широкое распространение получил метод конечных элементов (МКЭ). Применение МКЭ, на ранних этапах его развития, к расчету реальных конструкций было сопряжено с большими трудностями. Прежде всего, это было связано с необходимостью подготовки большого количества исходных данных, сложностью анализа полученных в ходе расчетных исследований результатов и малой мощностью существующих в то время ЭВМ. Поэтому, с ростом производительности ЭВМ, развитие программных комплексов, реализующих МКЭ, шло по пути создания интуитивно понятного интерфейса, с возможностью визуализации, как исходных данных, так и результатов расчета. Современные программные комплексы позволяют создавать расчётные схемы, которые практически точно отражают как геометрию конструкции, так и условия её нагружения.

Развитие методов проведения экспериментальных исследований в основном связано с применением всё более совершенных аппаратных средств, позволяющих проводить оцифровку и запись измерительных процессов непосредственно в ЭВМ. Что, в свою очередь, дало толчок к разработке программных комплексов, позволяющих проводить практически мгновенную обработку экспериментальных данных в соответствии с требованиями нормативных документов.

Нормативная база, на пути развития методов оценки прочности несущих конструкций подвижного состава, оказалась самым консервативным элементом. Однако, в последнее время, в связи с заключением Укрзалізницею международных контрактов на поставку новой техники, появились работы по гармонизации норм оценки прочности применяемых в Украине и странах Евросоюза. Важным является то, что большинство этих работ посвящено исследованиям усталостной прочности материалов, т.к. именно усталостное разрушение не-

сущих конструкций подвижного состава в процессе эксплуатации является наиболее опасным и, как правило, приводит к катастрофическим последствиям.

Всё выше сказанное проиллюстрировано на примере развития теоретических и экспериментальных методов оценки прочности подвижного состава железных дорог, применяемых в ОНИЛ ДППС нашего университета.

К вопросу об оценке усталостной прочности локомотивов и моторвагонного подвижного состава

Кострица С. А., Молчанов С. Ю., Султан А. В.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

The analysis of the factors influencing the assessment of the fatigue strength of a self-propelled rolling stock used in Ukraine in the design and commissioning. Suggestions on improving methods for assessing the fatigue strength of welded structures and frames Body carts.

На этапе проектирования или в процессе допуска к эксплуатации локомотивов и моторвагонного подвижного состава для оценки усталостной прочности подвижного состава железных дорог используется нормативная база, которая основана на фундаментальных исследованиях в области усталости материалов. В частности, на пространстве колеи 1520 мм, согласно действующей нормативной базе, оценка усталостной прочности несущих конструкций подвижного состава проводится с применением коэффициента запаса, который определяется по отношению к пределу выносливости стандартного образца.

На величину коэффициента запаса усталостной прочности наибольшее влияние оказывают следующие два параметра:

- масштабный коэффициент, который позволяет результаты испытаний на усталостную прочность стандартного образца, распространить на деталь данного размера;
- остаточные напряжения в зонах сварных соединений, величина которых может достигать предела текучести исходного материала.

Достоверные результаты по определению масштабного фактора могут быть достигнуты только на основании экспериментальных данных. Однако, принимая во внимание, большое разнообразие материалов и характерных конструктивных элементов применяемых в локомотивостроении такой путь требует огромных временных и материальных затрат и практически невозможен.

Определение остаточных напряжений также сопряжено с определёнными трудностями, которые связаны, прежде всего, с тем, что нормативные документы не содержат чётких рекомендаций по определению величины остаточных напряжений. Экспериментальное определение остаточных напряжений затруднено в связи с отсутствием специальной аппаратуры, позволяющей проводить измерения остаточных напряжений.

В настоящей работе представлены результаты по определению масштабного коэффициента, полученные с применением статистической теории усталостного разрушения, для основных типов прокатных профилей, применяемых в локомотивостроении – двутавров, швеллеров и коробок швеллеров. Результаты получены для различных марок сталей в виде графиков и таблиц, которые являются удобными для практического применения. Приведено сравнение полученных значений масштабного коэффициента со значениями, рекомендуемыми действующими нормативными документами.

В работе также дана оценка влияния остаточных напряжений в сварных конструкциях на их усталостную прочность, приведены рекомендации как технологического, так и конструктивного характера позволяющие снизить остаточные напряжения.

Випробування і діагностування електронних пристроїв управління маневровими тепловозами

Красильников¹ В. М., Бондарев¹ О. Ф., Красильников² М. В.

¹Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна,

²ПрАТ «Укренерготранс»

The test results of the diesel locomotive regulators with electronic control are represented.

Для маневрової роботи на станціях України використовуються два типи маневрових тепловозів ЧМЭЗ та ТЭМ2 з електричною передачею. До маневрових тепловозів нового покоління відносяться ТЭМ21, ТЭМ18Д та ТЭМ18ДМ, на яких застосована мікропроцесорна система управління і діагностування на базі уніфікованої системи тепловозної автоматики (УСТА). Мікропроцесорна система управління, контролю та діагностування здійснює автоматичне управління режимами роботи тепловоза за командами машиніста, оперативну діагностику стану вузлів і агрегатів тепловоза, контролює основні параметри силової установки, автоматично показує аварійні значення контролюємих параметрів на екрані дисплея.

На маневрових тепловозах ЧМЭЗЭ і ЧМЭЗТ локомотивного парку України застосовуються електронні регулятори GC-40P, GC-35P, GC-43P, GC-74P та електронні датчики GA33, GA22, GA26, GA28, які складають основу автоматизованої системи управління електропередачею тепловозів різних років випуску. Мікропроцесорна система тепловозів ЧМЭЗ конструктивно складається з наступних основних вузлів: блока регулювання УСТА; вимірювальних перетворювачів напруги і струму ПН1 (ЕП2716) для вимірювання параметрів тягових і допоміжних машин; програмного забезпечення, встановленого в блоці регулювання.

Для проведення комплексних випробувань та діагностування електронного обладнання маневрових тепловозів авторами розроблено та впроваджено на Дніпропетровському тепловозоремонтному заводі (ДТРЗ) спеціалізований апаратно-програмний комплекс, основу якого складають стенди з автоматизованою системою вимірювання параметрів. Це дозволяє проводити перевірки функціонування, вимірювання параметрів та налагодження електронного устаткування. До складу стендів входять блоки живлення, стабілізатори напруги, вимірювальні прилади, низькочастотний генератор, імітатори датчиків струму і напруги тягового генератора, струму збудження тягових електродвигунів, частоти обертання вала дизеля, контролера машиніста. Апаратно-програмну частину комплексу складають ноутбук і мікропроцесорний блок (МБ), який містить 16-розрядний аналого-цифровий перетворювач (± 15 В, частотою 100кГц), мультиплексор, програмну пам'ять на 4Мб (незалежна інтегральна мікросхема), оперативну пам'ять на 128 Мб, роз'єми живлення та напруги RC-232.

Випробування електронних датчиків на запропонованому стенді показали, що максимальний вихід приходить на типи GA33, GA26, та GA28. Це датчики вимірювання параметрів струму і напруги тягових електричних машин, боксування колісних пар локомотива і перенавантаження дизеля. Діагностування електронних регуляторів GC43P встановили максимальний вихід наступних блоків: YRN3, YKS5, YOUT8, YTSS1, YSZ3, YRU13. Це блоки регулювання напруги допоміжних генераторів, блоки вихідних ключів, блок перетворення постійної напруги в пульсуючу, блоки стабілізаторів і блок регулювання напруги тягового генератора.

Всього за період з 2008 по 2015 роки, на ДТРЗ пройшли ремонт 86 маневрових тепловозів ЧМЭЗЭ та ЧМЭЗТ, розподіл за серіями наступний: ЧМЭЗЭ – 5 та ЧМЭЗТ – 81 одиниць. Склад електронних регуляторів по типам: GC43P – 70, GC35 – 11, GC40P – 5.

Сучасні проблеми залізничного транспорту України в енергетичній сфері

Кудашко І. І.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Залізничний транспорт відіграє значну роль для економіки країни. З усіх інших видів транспорту він є найбільш великий споживач паливно-енергетичних ресурсів. Проблема особливо актуальна для України.

На жаль, скрутне становище, зростання цін на паливо-мастильні матеріали та запасні частини, зростання тарифів за спожиті електричну та теплову енергії, воду – проблема отримала глобальний масштаб.

Транспорт пов'язує всі галузі між собою, сферу споживання, а також у зі сферою виробництва.

З метою поліпшення та оптимізації витрат ресурсів доцільно використовувати зберігаючі, мало витратні ефективні енергетичні установки та обладнання, мобільні пересувні транспортні засоби. Рациональне використання техніки та обладнання дає зменшення (скорочення) витрат зазначених вище матеріалів на окремих ділянках, підрозділах, а у великих обсягах на залізниці в цілому.

Під час технічного обслуговування та поточного ремонту заходи повинні забезпечити: сучасні методи технології виробничого устаткування й інших пристроїв, інтенсивності використання в роботі на підприємствах і об'єктах галузі.

Теоретично та практично доведено економічний ефект збереження різних видів ресурсів, що дає можливість в подальшому накопичені кошти направити на розробку та модернізацію існуючих затратних об'єктів залізниці.

Методи визначення бокових сил при русі рухомого складу у кривих

Кузишин А. Я.

Центр професійного розвитку персоналу регіональної філії «Львівська залізниця»,
Львівський НДІ судових експертиз

Various methods for determining the lateral forces in curved curve of the railway track are considered in this article.

Рух криволінійними ділянками рейкової колії є одним з найбільш складних режимів за умовами безпеки, що обмежує швидкість руху, визначає знос ходових частин екіпажів, допустимі значення інерційних навантажень, що передаються на пасажирів і вантажі. Динамічне вписування використовується для визначення динамічних явищ, які виникають у локомотиві та рейковій колії при русі локомотива в перехідних і кругових кривих.

За історію розвитку залізничного транспорту напрацьовано ряд методів визначення поперечних горизонтальних сил, що передаються на рейки від коліс локомотивів в кривих ділянках колії, зокрема сил тиску на рейки гребня колеса. До 1950 р. користувались спрощеним методом, в основу якого були закладені принципи, сформульовані вітчизняними і зарубіжними ученими: К.Ю. Цеглинським, Боедекером і Юбелаккером. Подальше удосконалення методу було виконане А.С. Раєвським і Х. Хейманом. Слід зазначити, що результати розрахунків по вказаному спрощеному методу не завжди співпадали з дослідними значеннями величин, оскільки розглядався тільки сталий режим руху, не враховувалася пружність ресор і рейок; вважалося, що дотичні сили в точках контакту коліс і рейок визначаються за законом сухого тертя.

З цією метою К.П. Королевим був уточнений метод в якому він врахував поперечну пружність рейкової колії, перерозподіл вертикальних навантажень від коліс на рейки і ввів коефіцієнт динамічності сили поперечного тиску набігаючого колеса.

Далі В.Б. Медель ввів в розрахунки дотичні сили на поверхнях катання коліс, пропорційні швидкостям поздовжніх зрушень коліс по рейках. У подальших дослідженнях, сила тертя гребня колеса по бічній поверхні головки рейки була врахована М.Ф. Вериги. І вже потім С.М. Куценко було розглянуте просторове розташування сил, діючих на локомотив, при сталому русі. Далі, О.П. Єршковим був даний аналітичний спосіб визначення поперечних сил, діючих від коліс на рейки в кривих ділянках колії, а В.Н. Кашниковим була врахована нерівнопружність криволінійної ділянки колії в плані при вході локомотива в криву.

Заслуговуючи на особливу увагу у визначенні сил тиску гребнів на рейку являється спосіб аналітичного представлення дотичних сил, що виникають в точках контакту поверхонь катання коліс і рейок, в основу якого покладена гіпотеза Картера, яка потім була розвинена Портером. У цій області слід назвати таких учених, як: Г. Захс, Р. Дивіс, Т. Мюллер, Н.Н. Меншутін, Т. Мацудайр, С. М. Андрієвський, С.М. Куценко. У основу методики визначення дотичних сил була покладена методика професора С. М. Куценко, який запропонував визначати дотичну силу як силу в'язкого тертя, вважаючи її пропорційною швидкості пружного просковзування по рейці контактної точки колеса.

Аналіз розглянутих наукових праць показав, що існують певні розбіжності у трактуванні понять рамної та бокової сили. На це також звернув увагу засновник судової залізнично-транспортної експертизи в Україні, доктор технічних наук Сокол Е.М.

Таким чином актуальною є задача вироблення системного підходу до визначення рамної та бокової сили, що дозволить уточнити термінологію і розробити єдиний підхід до визначення даних сил.

Умови підвищення безпеки руху поїздів в кривих ділянках залізничної колії

Курган М. Б., Байдак С. Ю., Лужицький О. Ф.

ДНУЗТ

Issues of traffic safety dedicated many scientific articles, but nowadays encounters precedents at railways, which classified as catastrophe and crashes. At the head of the rail in the area of disaster often observed visible traces left wheel crest, which starts on the inside rail and diagonal passes on the outside. The aim is to determine the conditions of safety when passing train tracks curve plot that involves the study of factors that affect the value of the transverse forces.

Одним з основних напрямів реалізації Стратегії розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року є поетапне впровадження швидкісного руху пасажирських поїздів при підвищенні рівня безпеки руху.

Практично всі господарства залізничної транспортної системи працюють над забезпеченням безпеки руху: господарство перевезень, локомотивне, колійне, господарство автоматики, телемеханіки і зв'язку та інші.

При виявленні причин катастроф і аварій поїздів на головці рейки в зоні сходу не раз виявлявся ясно видимий слід, залишений гребенем колеса, який починається з внутрішньої сторони рейки і по діагоналі переходить на зовнішню сторону. Це – траєкторія руху колеса після наповзання (вкочування) на рейку. Безпосередньою причиною сходу є поєднання двох факторів: зниження тиску на колесо в вертикальному напрямку (так зване «обезвантаження») і дії сили в поперечному напрямку. Колесо може наповзти своїм гребенем на рейку тільки в тому випадку, коли рівнодіюча сил, що діють на нього, долає силу тертя між гребенем колеса і рейкою.

Наповзання колеса залежить від величини бокової сили, вертикального навантаження від колеса на рейку, величини кута нахилу гребеня бандажа і коефіцієнта тертя. При цьому допустима бокова сила, що діє на рейку, істотно залежить від трьох факторів: вона зростає при збільшенні кута нахилу реборди колеса і при збільшенні сили вертикального тиску на колесо і зменшується при збільшенні коефіцієнта тертя бічної грані колеса по рейці.

Причина можливого наповзання гребенів коліс на рейки полягає в тому, що передні колеса візків рухомого складу при русі на кривих ділянках колії (або при косому набіганні на прямих) набігають своїми гребенями на бічну грань головки упорної рейки.

Для того, щоб забезпечити безпеку проти наповзання колеса на рейку вводиться коефіцієнт запасу на стійкість, допустиме значення якого приймається рівним 1,4...1,6.

В результаті дослідження факторів, від яких залежить величина поперечних сил що діють на колію, встановлено, що влаштування підвищень за умови мінімуму роботи поперечних сил дозволяє на складних ділянках плану лінії зменшити сумарний вплив від потоку поїздів до 30%.

При впровадженні швидкісного руху, на ділянках, де передбачається перебудова кривих, можуть прийматись різні рішення щодо параметра $C = R \cdot l$ (дорівнює добутку радіуса на довжину перехідної кривої), при якому забезпечується встановлена максимальна швидкість.

В результаті проведеного дослідження встановлено, що за параметр C слід приймати мінімально допустимий радіус і максимальні за довжиною перехідні криви для отримання мінімальної будівельної вартості реконструкції плану лінії, якщо розташування кривої в плані дозволяє виконати роботи з подовження перехідних кривих, тобто $C \rightarrow \max$ при $R \rightarrow \min, l \rightarrow \max$.

Перевірка щодо забезпечення безпеки від сходу коліс з рейок показала, що коефіцієнт запасу стійкості колеса проти наповзання на головку рейки знаходиться в діапазоні 1,7...2,5 для вантажних і від 2,5 до 7,0 для пасажирських вагонів, що перевищує допустиме значення 1,4 при ймовірності 0,01. Умова виконується і тим надійніше, чим більший параметр C .

Нерівності залізничної колії в межах переїздів

Курган М. Б., Курган Д. М., Лужицький О. Ф.

ДНУЗТ

The intersection of highways and railways in one level – railway crossing is a zone of increased danger. Nearly half of all crossings are available on the main directions of passenger transportation. From this comes the problem of maintenance and service locations of intersection roads and railways. The purpose of this work is to evaluate the processes of emergence and development of inequalities in the area of railroad crossings and identify the factors that cause them.

Перетин автомобільних доріг із залізницею в одному рівні – залізничний переїзд є зоною підвищеної небезпеки для залізничного та автомобільного транспорту. Майже половина всіх переїздів розташовані на маршрутах основних пасажирських перевезень. Звідси виникає проблема утримання й обслуговування місць перетину залізниці і автодороги.

Відомо, що при реконструкції залізниці для впровадження швидкісного руху поїздів виконуються роботи з виправки колії в профілі і в плані. На ділянках між переїздами корегування плану виконується, як правило, у межах основної площадки земляного полотна. В зоні переїзду зсуви колії виконати складно, а тому часто перед і за переїздом настилем утворюються нерівності в плані, що призводить до зниження комфортабельності їзди. Такі нерівності виявляються під час проходження колієвимірального вагону.

На сьогодні існують різні можливості для зйомки натурної геометрії залізничної колії. Для проведення досліджень за значною кількістю ділянок і за тривалий термін експлуатації

найбільш зручним, перш за все враховуючи регулярність заїздів, залишається стрічка колієвимірювального вагону.

На колієвимірювальних стрічках, що були прийняті до аналізу, відокремлювались ділянки довжиною 30 м в зоні переїзду та на відстані 100 м до і після нього. Обчислення виконувались для нерівностей в горизонтальній (в плані) і у вертикальній площинах.

Обробка даних колієвимірювальних стрічок у межах переїздів і виконані авторами розрахунки показали, що наявність відступів у плані й профілі в межах залізничного переїзду та на підходах до нього погіршують бальність залізничної колії, знижують плавність і комфортабельність їзди.

Проведений статистичний аналіз показав стійку тенденцію зростання нерівностей колії в зоні розташування переїзду. Як правило показник, що характеризує відхилення в вертикальній площині, зростає в 1,3...3,2 рази та в 1,2...2,0 рази – в горизонтальній площині у порівнянні з ділянками за межами переїзду. За результатами дослідження встановлено, що для зони переїзду поява і розвиток відхилень в колії в основному є наслідком двох факторів: особливості виконання виправочно-підбивочних робіт і зміни у конструкції колії.

Під час прогину колії від дії рухомого складу в зоні переїзду його плити працюють як ребра жорсткості, обмежуючи прогини рейко-шпальної решітки. При розташуванні коліс візка до (або після) і в межах переїзду розрахункові модулі пружності підрейкової основи, приведені до точки контакту колеса, можуть відрізнятись до 3 разів. Така різниця менша у порівнянні з тією, що має місце в зоні переходу від баластної конструкції колії до безбаластної (наприклад, залізничний міст), але також сприяє появі і розвитку залишкових вертикальних деформацій колії (просадок).

Особливої ваги це питання набуває при підвищенні швидкостей руху поїздів, коли збільшується динамічний вплив на колію рухомого складу, в зв'язку з чим має місце зростання вертикальних і горизонтальних сил і, як наслідок, зміна показників, що характеризують безпеку руху поїздів.

З наведених результатів випливає, що локальні зміни жорсткості колії, які мають місце на залізничних переїздах, мають вплив на умови взаємодії колії і рухомого складу, плавність руху і комфортабельність їзди.

Perception of loading elements of the railway track at high speeds of the movement

Kurhan D. M.

Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after academician V. Lazaryan

The increasing of train speeds service demands not only the appropriate technical means, but also methodological-calculated. For the solution of these objectives essentially new model of railway track based on the wave theory of tension distribution in system of elastic bodies was used. According to the simulation results obtained significance level speeds that determine the appearance of the considered dynamic effects in sub rail basis.

The steady tendency of transport developments networks demands from railway transport to keep and improve a current state for competitiveness preservation. One of the main indicators of a choice of transport mode traditionally remains the speed of cargo and passengers delivery.

The increasing of train speeds service demands not only the appropriate technical means, but also methodological-calculated. Many models and the techniques which are used for the solution of strain-stress state tasks of a railway track based on assumptions and hypotheses adequate only for certain levels of speed movement.

There are elastic deformations and the corresponding tension as a result of reaction to loading from passing rolling stock in a railway track. The bend and compression of layers of a railway track occurs very quickly, but nevertheless not instantly. Time for reaction directly depends on speeds of distribution of elastic waves in material of the corresponding element of a track. It is clear

that in cases when the loading speed (the movement of the train) of one level with a reaction speed, processes of interaction get significantly others looked in comparison with static loading.

Most current models of stress-strain state of railway track, usually based on the principles of static elasticity. It is assumed that the considered system of bodies in a state of equilibrium and elastic deformation under the applied force immediately reach respective values. It isn't enough such approach for tasks in which time between the moment of the appendix of loading and establishment of true balance it is comparable with time of action or change of loading.

For the solution of these objectives essentially new model of railway track based on the wave theory of tension distribution in system of elastic bodies was used. For creation of such model the railroad is considered as spatial system of objects which are characterized by the geometrical sizes and physical properties determining speeds of distribution of waves and parameters of deformations of elasticity and shift. The emergence and distribution in a body of object of spatial spherical waves is considered as a reaction to action of external forces. The common decision of the equations describing position of the front of a wave at the moment of time, and the equations defining change of potentials of tension in a body of objects taking into account dynamic deformation of material is result.

For probe of a certain section of track, it is necessary to consider that the deflection in it begins in the wheel time spent for some distance. At the movement of a wheel further from the chosen section the front of a wave of elastic deformation continues to extend. In a case when the speed of the movement of the train is significantly less than a speed of distribution of elastic waves, the wheel always remains in a zone of the realized deformations.

It must be kept in mind that for a full deflection of a rail of deformation of a sub rail basis have to gather the corresponding values not only directly on a vertical shaft of application of force, but also on all length of a lath, it is attracted to a deflection.

The offered theoretical justifications of processes which take place at perception of loading elements of a railway track at high speeds of the movement. According to the simulation results obtained significance level speeds that determine the appearance of the considered dynamic effects in sub rail basis. The obtained data can be used to justify the construction or installation gauge the relative values of allowable velocity for the implementation of high-speed traffic.

Использование различных подходов к построению расчетных возмущений при прогнозировании динамических качеств грузовых вагонов

Лапина Л. Г.

Институт технической механики НАН Украины и ГКА Украины,

The results of numerical determination of parameters of dynamic qualities for freight cars with different methods of setting calculated input disturbances have been analyzed.

Для получения достоверных прогнозных оценок показателей динамических качеств грузовых вагонов наряду с обоснованным выбором расчетной схемы и учетом основных характеристик системы необходимым условием является корректное задание входных возмущений, действующих со стороны пути. Понятие «возмущение» включает в себя совокупность составляющих, характеризующих неровности железнодорожного пути в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При этом вертикальные и горизонтальные составляющие при проведении расчетов считаются независимыми.

Существуют различные подходы к формированию возмущений. Но какой бы подход не применялся, критерием приемлемости используемых возмущений должна быть близость показателей, определённых при расчетах, и соответствующих экспериментальных данных.

Анализ приемлемости различных возмущений проведен на примере вычисления значений таких нормируемых показателей динамических качеств полувагона как вертикальные и горизонтальные поперечные ускорения пятников кузова, коэффициенты вертикальной

динамики кузова и рамные силы при его движении с постоянной скоростью по прямым участкам пути в порожнем и груженом состояниях.

Первый из рассмотренных подходов заключается в использовании неровностей реальных участков пути. Эти неровности определяются путем обработки записей показаний вагона-путеизмерителя с учетом передаточных функций его измерительных систем. При таком подходе в качестве исходных данных целесообразно взять записи с участков, имеющих высокий уровень неровностей для заданного качественного состояния пути. Полученные в этом случае прогнозные оценки показателей динамических качеств оказались близки к верхней границе области экспериментальных данных, что говорит о приемлемости используемых при расчетах возмущений.

Второй подход состоит в построении математических моделей неровностей. Предложены модели вертикальных и горизонтальных составляющих расчетного возмущения в виде полигармонических функций. Параметры этих функций определены по результатам амплитудно-частотного анализа неровностей пути, сформированных по записям просадок и неровностей в плане, зарегистрированных вагоном-путеизмерителем на различных участках магистрального пути хорошего состояния. Такие модели достаточно полно отражают частотный состав неровностей и их уровень и, как следует из результатов расчетов, являются приемлемыми с точки зрения близости получаемых оценок показателей динамики и экспериментальных данных.

Были рассмотрены также модели возмущений, составляющие которых представляют собой гармонические функции с параметрами, приведенными в руководящем документе РД 32.68 96. Результаты расчетов показали, что применение таких моделей является неприемлемым для определения в широком диапазоне скоростей движения показателей динамики полувагона в вертикальной плоскости и ограниченно приемлемым – в горизонтальной.

Еще одним подходом к построению возмущений является использование реализаций, входящих в состав специализированных программных комплексов. Приемлемость такого подхода оценена на примере использования в качестве вертикальных составляющих возмущений файлов неровностей пути, входящих в известный программный комплекс «Универсальный механизм».

Результати експлуатаційних випробувань рейкозмащувальних установок на залізничному транспорті України

Макаров Ю. О.

ПС-1 ЦП УЗ, Дніпропетровськ, Україна

The results of operational tests rail lubricating installations of the railway transport of Ukraine.

Одним з напрямків рішення проблеми вірусу «рейка-колесо» є застосування рейкозмащувальних установок. На ПАТ "Укрзалізниця" використовують пересувні та стаціонарні рейкозмащувальні установки. Пересувні рейкозмащувачі застосовують на ділянках гірських перевалів регіональної філії "Львівська залізниця". Стаціонарні рейкозмащувачі використовують майже на всіх регіональних філіях. Стаціонарні рейкозмащувачі поділяють на механічні (плунжерного типу) та з програмним забезпеченням. До механічних (плунжерного типу) рейкозмащувачів відноситься проект 1901.000.СБ виготовлений в Україні, з програмним забезпеченням рейкозмащувальні установки «SKF Lubrication Systems Germany GmbH» ("Lincoln GmbH") та СПР-02-06 виготовлені ООО "Машиностроитель" (РФ).

Механічні (плунжерного типу) та пересувні рейкозмащувачі мають ряд недоліків, головні з них, це велика витрата мастильного матеріалу та відсутність підігріву в зимовий період на стаціонарних установках.

Як показують дослідження, в наслідок відсутності кваліфікованого персоналу в дистанціях колії, технічного обслуговування, налаштування, діагностики, своєчасної заправки, рейкозмащувальні установки з програмним забезпеченням працюють на третину от закладених можливостей, але спостерігається, що навіть в таких умовах, термін служби рейок продовжено в 2 рази, а криволінійного гостряка в 1,5 рази.

Дослідження експлуатаційної роботи рейкозмащувальних установок проводилися на Львівській, Південно – Західній та Придніпровській залізницях.

Для визначення експлуатаційних властивостей стаціонарних рейкозмащувачів використовувались такі найпростіші показники:

- відсутність "сухої" взаємодії колеса та рейки, тобто скреготу коліс рухомого складу при проході кривих;
- відсутність металевої стружки на підшві рейок;
- відсутність мастила по поверхні кочення головки рейок;
- залишок явного сліду нанесення мастила через 800÷1000 метрів;
- заміри бокового зносу рейок в кривих ділянках колії з визначенням інтенсивності бокового зносу;
- подовження терміну експлуатації рейок та елементів стрілочних переводів.

З аналізу роботи рейкозмащувачів можна зробити висновки, що для більш ефективної роботи лубрикатора, необхідно встановлювати рейкозмащувачі у горловинах станцій, для того, щоб мастило розносилося колесами по всім примикаючим стрілочним переводам і коліям. Також, на великих підйомах, де локомотивами застосовується пісок проти буксування коліс, заборонити встановлювати рейкозмащувачі, так як мастило змішане з піском створює абразив, що дає зворотній ефект;

Необхідно використовувати універсальне мастило, яке б задовольняло сезонним температурним відхиленням. Взимку треба враховувати те, що рейки покриваються істотною плівкою, що зменшує інтенсивність бокового зносу рейок, в наслідок чого відбувається економія мастила.

За рахунок використання рейкозмащувальних установок, є суттєво зниження інтенсивності бокового зносу рейок в кривих ділянках колії малого радіусу та криволінійних гостряків стрілочних переводів, та рейок перевідної кривої, що збільшує ресурс працездатності металевих частин ВБК (верхньої будови колії).

До питання підвищення довговічності циліндричних буксових підшипників

Мартинов І. Е., Труфанова А. В., Перешивайлов С. В.

Український державний університет залізничного транспорту

This thesis dwells upon one of the possible options of non to specify the designed durability of modification 2726 cylindrical roller bearings used in freight wagon axle box. This specifying procedure is necessary to better match the useful lifetime.

Bearings durability's dependency on type of grease has been studied.

Враховуюче те, що буксові підшипники є одним з найбільш відповідальних вузлів у конструкції рухомого складу залізничного транспорту, їх справний стан і тривала безвідмовна експлуатація безпосередньо впливають на безпеку руху поїздів.

Багаторічний досвід експлуатації циліндричних роликових підшипників у буксових вузлах свідчить про той факт, що строк їх служби обмежується строком служби пластичного мастила. Питання впливу пластичного мастила на довговічність підшипників буксових вузлів вагонів вивчено недостатньо.

Вірний вибір пластичного мастила може значно підвищити довговічність підшипника в цілому. За роки експлуатації циліндричних роликових підшипників в буксових вузлах ру-

хомого складу використовувались різні типи пластичних мастил – кальцієві (солідоли), натрієві (консталіни), натрієво-кальцієві (1-13, 1-ЛЗ, ЛЗ-ЦНИИ), літієві (ЖРО, Буксол, Castroll LONGTIME PD, FAG Arcanol MULTITOR), комплексні літієві (ЗУМ, Klüberplex BEM 41-132). Крім того, випробувались в експлуатаційних умовах зразки багатьох інших типів (барієві, на змішаних милах мінеральних та синтетичних жирів тощо). Буксові вузли, заправлені літієвими чи комплексними літієвими пластичними мастилами, в порівнянні з натрієво-кальцієвими більш надійні при роботі в аварійних ситуаціях. Також літієві мастила володіють більш тривалим періодом заміни та поповнення чи взагалі дозволяють виключити необхідність поповнення мастила, тим самим, підвищуючи довговічність буксових підшипників.

Основою методу визначення номінальної довговічності (базового розрахункового ресурсу) підшипників кочення є теорія Лундберга і Палмгрена, відповідно з якою довговічність обернено пропорційно залежить від еквівалентного динамічного навантаження та прямо пропорційно залежить від динамічної вантажопідйомності. Динамічна вантажопідйомність являється постійно діючим радіальним навантаженням в групі ідентичних підшипників за один мільйон обертів внутрішнього кільця та визначається втомною стійкістю матеріалу підшипника. Еквівалентне динамічне навантаження являється постійним стаціонарним навантаженням, під дією якого підшипник кочення буде мати ту ж довговічність, що і в умовах фактичного навантаження.

Чисельне визначення номінальної довговічності по втомі підшипників типу 2726 буксових вузлів вантажних вагонів дає результат вище ніж фактичний строк служби. Це пов'язано з тим, що при заводському випробуванні групи ідентичних підшипників створюються ідеальні умови їх роботи (забезпечується або рідкісний, або змішаний режим змащування), які не відповідають фактичним умовам експлуатації буксових підшипників вантажних вагонів, з характерним для них граничним режимом змащення.

Дослідження характеристик випадкових величин діючих на ходові частини вантажних вагонів

Мартинов І. Е., Труфанова А. В., Шовкун В. О.

Український державний університет залізничного транспорту

The results of dynamic tests are considered, and the casual processes of change the coefficient of vertical dynamics. Obviously, this depends obtained are the random process with sinusoidal component whose properties inherent significant scattering. Therefore, his research is necessary to use methods of probability theory and the theory of random functions. Loading axle unit is a random process. Experimental studies indicators of the dynamic quality cars performed using measuring equipment laboratory car-using strain gauges methods. For measuring and recording the dynamic processes in the course of running dynamic tests used mobile measuring-car computer system laboratory.

Методи оцінки та прогнозування надійності роботи буксових вузлів не досконалі і не повністю враховують природу дії всіх сил, вони базуються на досить простих положеннях, що в епоху сучасного розвитку обчислювальної техніки вимагає роботи над їх удосконаленням.

Підшипниковий вузол вантажного вагона являє собою складну механічну систему, на яку діють радіальні і осеві динамічні сили. Тому при розрахунках довговічності слід враховувати їх сумісну дію. При цьому основні статистичні характеристики суми двох випадкових процесів зміни вертикальних та горизонтальних навантажень x_1 і x_2 відповідно будуть рівні:

$$\overline{y} = \overline{x_1} + \overline{x_2}; \quad (1)$$

де $\overline{y}, \overline{x_1}, \overline{x_2}$ – математичне очікування відповідно сумарного, вертикального та горизонтального випадкових процесів.

$$D_y = D_{x_1} + D_{x_2} + 2r\sqrt{D_{x_1} D_{x_2}}; \quad (2)$$

де D_y, D_{x_1}, D_{x_2} – дисперсії відповідно сумарного, вертикального та горизонтального випадкових процесів,

r – коефіцієнт кореляції процесів x_1 і x_2 ;

Однією з найважливіших характеристик випадкових процесів зміни динамічних навантажень є кореляційна функція.

$$R_{(y)} = R_{x_1} + R_{x_2} + 2R_{x_1 x_2}; \quad (3)$$

де R_y, R_{x_1}, R_{x_2} – кореляційні функції відповідно сумарного, вертикального та горизонтального випадкових процесів.;

$R_{x_1 x_2}$ – взаємна кореляційна функція процесів x_1 і x_2 .

За допомогою програмного комплексу «MATLAB» обчислені кореляційні функції для випадкових процесів, що характеризують сумісну дію зміни коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки вагону.

Доведено, що цей процес має стаціонарний та ергодичний характер. Проведений аналіз дав можливість стверджувати, що випадковий процес зміни коефіцієнтів вертикальних та горизонтальних динамічних навантажень не обрєсорених мас підкоряється нормальному закону розподілення. Визначені основні параметри, що характеризують ці процеси в залежності від швидкості та режиму руху.

Удосконалення системи утримання рухомого складу

Мартишевський М. І., Бобирь Д. В.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

The questions on formation of system maintenance and repair of locomotives technical condition

Актуальність впровадження принципово нової системи ремонтів і технічних оглядів тягового рухомого складу (ТРС) та її гострота ніяк не зменшуються на фоні сучасного технічного стану ТРС, а навпаки – вимагають більш динамічних підходів з боку вищого керівництва галузі, починаючи з технічних директив і закінчуючи відповідним за напрямком та обсягом цільовим фінансуванням.

Необхідність застосування для ТРС системи поточних ремонтів та технічних оглядів не за його пробігом (для магістральних) або тривалістю експлуатації (для маневрових) локомотивів для забезпечення певного технічного стану ТРС в процесі його експлуатації за умови високої економічної ефективності реалізації такого системного підходу – безперечна. Для реалізації такої концепції на сьогодні існують наступні позитивні:

- технічне (приладове та програмне) забезпечення практичного впровадження принципово нових підходів до вирішення зазначеної вище задачі товарний ринок сьогодні забезпечить майже повністю;

- інженерно-технічний потенціал основних локомотивних депо залізниць для реалізації можливостей технічної складової – достатній чи здатен до спеціального навчання на базі опорних основних локомотивних депо або залізничних вузів;

– алгоритм підходу до вирішення задачі забезпечення високого (принаймні не нижчого за сьогоднішній) технічного стану ТРС – теж відомий серед вчених та відповідних спеціалістів.

Проблема відсутності відчутних позитивних зрушень у вирішенні зазначеної вище технічної проблеми полягає сьогодні лише у відсутності відповідних управлінських розпоряджень технічного менеджменту Укрзалізниці.

Кожна одиниця ТРС є складною системою з відповідними формуючими підсистемами, в основі яких – елементи механіки, гідравліки та електрики в різних пропорціях. Незважаючи на різний характер складових підсистем, алгоритм реалізації основної задачі цільового моніторингу динаміки їх технічного стану в основі своїй – універсальний.

В випадках відмови від технічного обслуговування або ремонту за прийнятою системою виведення одиниці ТРС з експлуатації в ремонт на практиці може здійснюватися трьома основними способами: напрацюванням на відмову, виведенням техніки в ремонт за результатами цільових суб'єктивних експертних оцінок та виведенням техніки в ремонт за результатами діагностування й прогнозування її технічного стану. Суттєвий економічний ефект дає тільки третій спосіб, який дозволить скоротити час та обсяг ремонту не менше ніж на третину, зменшити число раптових відмов в десятки разів, скоротити упущений прибуток через простої у кілька разів.

Для реалізації третього способу необхідне повне діагностування об'єкта, причому бажано виявляти всі дефекти, що впливають на його ресурс, достатньо заздалегідь до відмови, щоб підготуватися до відповідного ремонту.

У механіці і електромеханіці, як показала практика, ефективне діагностування машин можливе і технічно зручне, в основному, за вібрацією, оскільки: коливальні сили виникають безпосередньо в місці появи дефекту, а самі машини «прозорі» для вібрації; вібрація містить максимальний обсяг діагностичної інформації; діагностування можливе на місці, без зупинки та розбирання устаткування. Такі загальновизнані методи як контроль температури, аналіз масла та інші при правильному підході практично не потрібні – їх замінює цільовий аналіз отриманої інформаційної бази стосовно рівня вібрації механічних підсистем. Але необхідно зазначити і завжди мати на увазі, що інформація, отримана навіть за допомогою самої сучасної апаратури, є лише констатацією факту моментного технічного стану об'єкта. Тому, діагностування з одночасним прогнозуванням можливо лише за умови аналізу зміни характерних інформаційних параметрів технічного стану об'єкта в функції часу його експлуатації або пробігу в складі ТРС.

Слід обов'язково зазначити, що технологічний блок «вимірювання – порівняння – спостереження» в функції часу буде успішно працювати лише за умови, що всі три складові блоку – наявні, цілеспрямовано інформаційні та максимально об'єктивні. Інтегральний обсяг необхідної інформації повинен обов'язково включати в себе: знання кількісного значення інформаційного параметру, результати спостереження динаміки зміни інформаційного параметру та знання порогового (допустимого) значення інформаційного параметру.

Перехід від системи планово-попереджувальних ремонтів до системи ремонтів за технічним станом абсолютно неможливий без регулярного технічного, кадрового та організаційно якісного забезпеченого цільового моніторингу, тобто необхідна активна і цілеспрямована організаційно-технічна робота зі створення системи регулярного якісного діагностування технічного стану елементів ТРС і сучасної системи електронного обліку та обробки отриманої інформації.

Зазначені умови є основою успіху, без яких очікувати на позитивний економічний ефект при безумовному забезпеченні високого стану безпеки руху абсолютно безперспективно.

Выполнимы ли нормы содержания зазоров сборных изостыков?

Матвецов¹ В. И., Журавский² В. Н.

¹УО «Белорусский государственный университет транспорта»

²Белорусская железная дорога

According to the existing requirements of the amount of change in the clearance of prefabricated insulating joint is significantly limited, compared to the structural gap of conventional rail junction, making it difficult to optimize the conditions for its operation and maintenance.

Стыки железнодорожного пути, а изолирующие в особенности, нарушая целостность и равнопрочность рельсовой колеи, являются источником усиленного динамического воздействия колес подвижного состава на путь и приводят к ухудшению плавности хода и комфортабельной езды пассажиров, к увеличению основного удельного сопротивления движению, затрат на тягу поездов, ремонт и содержание пути и подвижного состава. Наряду с этим изолирующие стыки, являясь ответственным звеном рельсовых цепей, автоблокировки остаются самым сложным в конструктивном отношении и самым слабым элементом железнодорожного пути, что существенно затрудняет оптимизацию условий его работы и эксплуатации. Это связано с тем, что по существующим требованиям величина изменения зазора сборного изолирующего стыка значительно ограничена, по сравнению с конструктивным зазором обычного рельсового стыка, величины которого явно недостаточно для компенсации годовых продольных температурных деформаций рельсов. Изостыки должны обеспечивать постоянную и надежную электрическую изоляцию их друг от друга и устойчивую работу рельсовых цепей и устройств автоблокировки в годовом и суточном цикле температур. Поэтому в таких стыках в семь раз быстрее используется установленный допуск изменения зазора, по сравнению с зазорами обычных рельсовых стыков.

Для снижения динамического воздействия колес подвижного состава в зоне изолирующего стыка и угрозы одиночного или парного излома стыковых накладок из дерева целесообразно было иметь нулевой или близкий к нему зазор. Однако, из-за необходимости установки торцевой изолирующей прокладки, минимальный зазор изостыка не может быть менее 4 мм. С увеличением раскрытия стыкового зазора более 8 мм в таких стыках отмечался резкий рост выхода из строя деревянных накладок по излому. Меньше изломов деревянных накладок происходило в изостыках с зазорами до 8 мм.

Главное управление пути МПС в 1952 году безо всякого обоснования включило в Инструкцию по текущему содержанию железнодорожного пути невыполнимое требование «содержать зазоры в сборном изостыке от 5 до 8 мм», которое оставалось неизменным вплоть до 2000 года.

Не удавалось также в процессе текущего содержания выполнить ничем необоснованное требование ограничить раскрытие зазоров изолирующих стыков в пределах 3 мм. Практически все зазоры сборных изостыков в осенне-зимний период намного превышали 8 мм. Этим пользовались электромеханики СЦБ, которые нередко перекладывали на путейцев свою вину отказов рельсовых цепей, мотивируя это раскрытием зазоров изостыков более 8 мм. До сих пор в инструкциях связистов записано, что «раскрытие зазоров в изолирующем стыке более 8 мм приводит к разрушению изолирующих втулок и отказу рельсовых цепей».

Переход на 25-метровые рельсы при существующем скреплении и конструктивном зазоре еще в большей степени осложнил эксплуатацию зазоров изолирующих стыков и создал путейцам дополнительные трудности по обеспечению изменения зазоров изостыка от 5 до 8 мм.

Внедрение сборных изолирующих стыков с металлическими накладками объемлющего типа и остроганными двухголовыми накладками с изолирующими шайбами-втулками конструкции БелИИЖТа исключило возможность излома таких накладок и улучшило работу рельсовых цепей, повысив прочностную надежность изостыков, но бригадам по текущему

содержанию пути, приходилось постоянно, в ущерб выполнению основных путевых работ, производить регулировку зазоров изолирующих стыков, для поддержания их состояния в требуемой норме.

Появление клееболтовых изолирующих стыков, выдерживающих усилие 900–1200 кН, сняло остроту указанной проблемы и облегчило участь путейцев. Однако имели место низкая надежность и, зачастую срок службы не более 6 месяцев.

В настоящее время широкое применение находят сборные изолирующие стыки с композитными и более надежными в эксплуатации металлокомпозитными накладками. Но композитные накладки не всегда выдерживают действующие на них нагрузки подвижного состава, выходят из строя, ломаются и являются причиной транспортных происшествий.

Для выполнения требований по нормам содержания зазоров изолирующих стыков от 5 до 8 мм при существующем костыльном скреплении появляется необходимость выполнения дополнительных работ по систематической разгонке стыковых зазоров, а также по неоднократной замене прилегающих к изолирующему стыку или соседних с ними рельсов укороченными или удлиненными.

На российских железных дорогах Инструкцией по текущему содержанию железнодорожного пути (ЦП-774), основой для которой стала Инструкция (ЦП-2913), с 2000 года была установлена норма содержания зазоров сборных изолирующих стыков от 5 до 10 мм. Такое несущественное увеличение практически никак не отразилось на условиях работы изостыка.

Возможно уменьшение раскрытия зазора изолирующего стыка до указанного допуска за счет уменьшения длины рельсов. Однако и эту меру вряд ли следует считать приемлемой, так как для этого в зависимости от годовой амплитуды колебания температуры рельсов, потребуется укладывать в путь рельсы длиной 2,5 или 4 м, что категорически запрещено. Все рассмотренные выше меры являются малоэффективными, не позволяют выполнить существующие нормы и допуски по содержанию зазоров сборных изолирующих стыков и подтверждают необходимость их пересмотра и корректировки. Указанные нормы зазоров в изостыках ставят путейцев в затруднительное положение, вынуждая их зачастую отвечать за ошибки связистов.

По результатам мониторинга состояния зазоров сборных изостыков звеньевого пути с 25-метровыми рельсами и температурной работы их в различных климатических условиях, при отсутствии возможности выполнения существующих требований по нормам их содержания можно сделать следующие основные выводы и рекомендации:

- необоснованные действующие нормы содержания зазоров сборных изолирующих стыков с объемлющими накладками, введенные волевым порядком невозможно выполнить на сети железных дорог ОАО «РЖД» и стран СНГ и должны быть отменены;
- для оптимизации условий работы сборных изостыков и обеспечения их безотказной работы на станционных путях, наряду с увеличением норм их содержания, потребуется усиленное закрепление противоугонами звеньев, примыкающих к изостыку;
- в процессе выполнения ремонтов пути и текущего содержания необходимо на главных и приемо-отправочных путях продолжать плановую замену сборных изолирующих стыков более надежными в работе клееболтовыми с полнопрофильными и высокопрочными металлокомпозитными накладками.

Структура дефектных и остродефектных рельсов на дороге

Матвеев В. И., Ковтун П. В., Лапушкин А. С.

УО «Белорусский государственный университет транспорта»

In recent years, on average for every 100 km of main and receiving-departure paths were detected from 31.1 to 40.6 more defected rails. To increase the life cycle of the rails is necessary to provide special preventive measures for grinding, milling, repairs and lubrication of the rails.

Путевое хозяйство Белорусской железной дороги включает в себя 11746 км развернутой длины железнодорожных путей, из которых 7215,9 км – главные, 3540 км – станционные и 990,1 км – подъездные пути, 12464 стрелочных переводов. Перед ним стоит задача обеспечения параметров плана и профиля для введения скоростного движения (до 160–200 км/ч) на следующих международных транспортных коридорах Красное–Брест–Брестский узел протяженностью 1562 км, Гомель–Гомельский узел–Гудогай – 1099 км, Жлобин–Гомель – 1070 км, Берестовица–Полоцк – 1392 км, Барановичи–Могилев–Кричев–Орша–Витебск–Полоцк – 1386 км.

Средствами неразрушающего контроля дистанций пути в 2014 году проконтролировано 187087 км главных путей, 36176 км приемо-отправочных и 3992 км станционных путей, 181400 стрелочных переводов, 42749 сварных стыков рельсов, 48823 места, выданных на вторичный контроль по результатам расшифровки. За последние годы в среднем на каждые 100 км на главных и приемо-отправочных путях выявлялось от 31,1 до 40,6 остродефектных рельсов, что довольно значительно. Изъятие остродефектных рельсов и элементов стрелочных переводов по годам проката на Белорусской железной дороге приведено в таблице 1.

Таблица 1 – Выход остродефектных рельсов по годам проката

Год проката	1950-1959	1960-1969	1970-1979	1980-1989	1990-1999	2000-2009	2010-2014
Количество, шт.	15	129	435	2335	1210	198	35

Данные об изъятии остродефектных рельсов в 2014 году по пропущенному тоннажу на Белорусской железной дороге приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Выход остродефектных рельсов по пропущенному тоннажу

Пропущенный тоннаж, млн т брутто	0-100	101-200	201-300	301-400	401-500	501-600	601-700	701-800	801-900	901-1000	1001-1100
Количество, шт.	71	99	452	631	672	1564	530	147	129	35	29

Из таблицы 2 видно, что 71 рельс не выработал даже своего гарантийного срока и тоннажа, а большинство изъятых рельсов не смогли обеспечить пропуск нормативного межремонтного тоннажа.

Можно констатировать, что все дефектные рельсы, эксплуатируемые на дороге в 2014 году, за исключением кодов 69 и 99, имеют неисправности и повреждения головки рельсов. Основная доля дефектных рельсов более 80% эксплуатируемых на дороге относится к первой группе дефектов рельса (коды 10, 11, 14, 17 и 18).

Наибольшее количество 4550 дефектных рельсов на дороге характеризуется кодом 10.1-2, появляющимся в результате отслоений и выкрашивания металла на поверхности катания головки рельса из-за недостаточной механической прочности и недостатков технологии изготовления рельсов (волосовин, закатов, плен и т.п.).

Второе место занимают дефектные рельсы по коду 17.2 в количестве 4129 штук, причина которых заключается в отслоении и выкрашивании металла на поверхности катания в закаленном слое головки (при отсутствии наплавки) вне стыка по всей длине рельса. По этой же причине только с выколами поверхности катания головки рельса эксплуатировалось в пути 1510 рельсов с дефектами по коду 17.1. В итоге оказалось, что в главных и приемо-отправочных путях дороги лежало 5639 дефектных рельсов по коду 17.1-2.

Следующими в количестве 3210 штук оказались дефекты рельсов по коду 11.1-2, причина появления которых заключается в выкрашивании металла на боковой поверхности рабочей выкружки головки из-за недостаточной контактно-усталостной прочности металла,

которые появляются и развиваются под воздействием колес подвижного состава в процессе эксплуатации рельсов.

Непосредственно от воздействия подвижного состава, а именно от пробуксовки рельсов колесами локомотивов возникло 614 дефектных рельсов по коду 14. Также из-за недостаточной механической прочности металла, вызвавшей необходимость наплавки поверхности катания, и некачественной наплавки из-за выкрашивания наплавленного слоя металла на поверхности катания головки рельса образуются дефекты по коду 18 в торцах рельсов, которых находилось в пути 585 штук.

Количество дефектных рельсов, эксплуатируемых в пути из расчета на каждые 100 км протяженности главных и приемо-отправочных путей на дороге по состоянию на 01.01.2015 составляло 207 шт./100 км пути. Наибольшее количество дефектных рельсов и элементов стрелочных переводов на каждые 100 км пути имеются на 10, 4 и 1 дистанциях, где эксплуатировалось в пути 490, 482 и 287 дефектных рельсов соответственно. Наименьшее число дефектных рельсов эксплуатировалось на 11, 2 и 17 дистанциях пути. По состоянию на 01.01.2016 число дефектных рельсов уменьшилось незначительно и составило 205 штук на каждые 100 км главных и приемо-отправочных путей.

Наиболее тяжелые последствия при нарушении безопасности движения поездов имеют место в результате изломов рельсов и схода подвижного состава, которые, как правило, происходят при высоких скоростях движения. Изломы, как правило, происходят при большой усталостной трещине в рельсе или в результате значительного превышения динамического воздействия колес на рельсы.

Поперечные трещины в подошве рельса могут появиться из-за различных механических повреждений (дефект 65) в результате ударов по ним инструментом, рельса о рельс и т.п. на поверхности подошвы рельса возникают насечки. Эти места – концентраторы напряжений, способствующие появлению трещин даже при нормальной поездной нагрузке. Такие повреждения быстро развиваются и нередко приводят к излому рельса, особенно в морозы под воздействием растягивающих температурных сил. Примерно 70% случаев излома рельсов под поездами приходится на прямые, а 20% – на кривые участки пути.

С 2014 года Белорусская железная дорога начала укладывать на главных направлениях дифференцированно термоупрочненные рельсы категории ДТ-350 у которых верхняя половина головки имеет высокую твердость, а нижняя часть головки, шейка и подошва – низкую твердость и высокую ударную вязкость.

Следовательно, для увеличения жизненного цикла рельсов и уровня безопасности движения поездов, наряду с заводскими мерами по повышению качества, прочности и надежности поставляемой рельсовой продукции, необходимо предусмотреть в системе ведения рельсового хозяйства специальные профилактические меры по шлифовке, фрезеровке, ремонту и смазке рельсов. Большим подспорьем в этом явится вводимый на РСП-10 ремонт старогодных рельсов с перепрофилированием головки рельсов.

Застосування байєсівського підходу до побудови моделей відмов вантажних вагонів

Мурадян Л. А.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка
В. Лазаряна

The paper shows the application of Bayesian approach to the construction of models of freight cars bounce. Based on this approach, we conducted a combination of two models: a failure of freight cars and to change the physical and mechanical characteristics of the materials making up the parts and assemblies.

Залізничний транспорт у всьому світі займає значну частину ринку послуг, які пов'язані з організацією та забезпеченням перевізного процесу. Основною і головною зада-

чею залізниць є підвищення рівня безпеки руху поїздів, на яку впливають надійність і безвідмовність рухомого складу, ліній електропередач та зв'язку, пристроїв блокування, стан і профіль колії. Вантажний рухомий склад, в загальному числі відмов залізничного транспорту знаходиться на перших позиціях, а вантажні перевезення є основною дохідною діяльністю залізниць у всьому світі.

Для забезпечення необхідного рівня надійності вантажних вагонів, при їх проектуванні, слід передбачити достатню міцність конструкції і технологічність її виготовлення, врахувати експлуатаційні властивості матеріалів, а також особливості експлуатації та обслуговування.

Однією з проблем сучасної теорії надійності, заснованої на класичних імовірнісних методах, є неможливість адекватного точного передбачення моменту виникнення відмови як випадкової події. Оскільки, моменту відмови об'єкта (особливо тривалого використання) зазвичай передують складні внутрішні зміни. Ці зміни, в вантажних вагонах, можуть по-різному проявлятися в залежності від місця та характеру відмови.

Сучасна методологія надійності як наука про методи її вивчення повинна включати в себе цілий комплекс методів. Діалектичний метод необхідний для вивчення всього об'єкта дослідження. Також повинна бути покладена термінологія, на яку спирається подальше експериментальне дослідження і висновки.

Експериментальні дані та результати практичного досвіду піддаються фізико-математичній обробці, а далі, накопичена інформація піддається аналізу і синтезу як одному з основних методів обробки результатів дослідження, після чого за допомогою методів індукції та дедукції, що дозволяють від часткових фактів та положень, перейти до загальних висновків. І тільки тоді робляться теоретичні викладки, які є основою теорії надійності.

Існуюча методологія вивчення надійності спирається на морально застарілу термінологію і не використовує у своїх розрахунках (теорії) багатий експериментальний матеріал і результати практичного досвіду. В основу цієї методології покладені математичні методи дослідження, що базуються на результатах відмов техніки без урахування причин, що їх викликають. Тільки комплекс досліджуваних і тісно пов'язаних між собою питань у вивченні надійності може дати повну і достовірну картину досліджуваного явища при відповідній відмові. Цей комплекс повинен включати в себе методологію та відповідну термінологію, що буде відповідати дійсності.

Статистична інформація про технічний стан вагонів, на якій ґрунтується надійність, повинна забезпечити можливість вирішення наступних завдань:

- визначення причин виникнення відмов і несправностей;
- встановлення і коригування нормованих показників надійності;
- виявлення систем, агрегатів, вузлів і деталей, що лімітують надійність вагонів;
- визначення номенклатури та кількості запасних частин і матеріалів;
- виявлення впливу умов і режимів експлуатації на надійність;
- визначення економічної ефективності від підвищення надійності деталей і вузлів вагонів.

Головне припущення, яке робиться в статистиці, полягає в тому, що знання про деяку генеральну сукупність даних складають зразки, з яких відбувається вибірка. Однак застосування на практиці це допущення практично завжди невірно, оскільки не враховується інформація, яка раніше була відома. Проблемою колишніх знань займається Байєсова статистика.

На основі проведеного теоретичного аналізу Байєсовської і звичайної статистики показано, що Байєсовський аналіз починається з відомих даних з наступним розглядом зміни знання в процесі отримання нових відомостей, а математична статистика з методами вибіркового спостереження виходить тільки із знання про деяку групу об'єктів. Використовуючи формулу Байєса, можна визначити ймовірність якої-небудь події за умови, що відбулася інша статистично взаємозалежна з ним подія, тобто з більшою точністю перерахувати ймовірність. При цьому використовують раніше відому інформацію та отримані дані в результаті нових спостережень.

В процесі дослідження відмов вантажних вагонів, підхід Байєса дозволяє оцінити виникнення кожної з відмов деталей чи вузлів окремо, а також у цілому, через внесення змін у формулу для повної ймовірності.

У роботі, на основі Байєсівського методу було зроблено поєднання двох моделей: за відмовами вантажних вагонів і за зміною фізико-механічних характеристик складових матеріалів. При цьому апостеріорну ймовірність визначали за заданою апіорною ймовірністю відмов з використанням моделі зміни фізико-механічних характеристик і функції правдоподібності, що враховує додаткові значення відмов. Використавши вираз для апостеріорної ймовірності було проведено уточнення значення напрацювання (пробігу) вантажного вагона до відмови.

Проблеми визначення надійності піввагонів моделі 12-7023-01 на візках 18-7020 за результатами дослідної експлуатації в маршрутах ДІТ-УЗ

Мурадян Л. А., Міщенко А. А., Шапошник В. Ю.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

There have been given the experimental service results of the 12-7023-01 gondola cars on the 18-7020 bogies on the DIIT-Ukrzaliznytsia circular routes. The failures in their service influenced on the car reliability have been fixed.

У січні 2013 року після деповського ремонту на експлуатаційні випробування в замкнутому маршруті Кривий Ріг - Ужгород - Кошице поступили десять піввагонів моделі 12-7023-01 на візках моделі 18-7020 виробництва ПАТ "Крюковський вагонобудівний завод" (ПАТ «КВБЗ»), для перевезення залізничної сировини на Словацький металургійний завод. Метою дослідної експлуатації було визначення показників надійності в період між деповськими ремонтами.

У період дослідної експлуатації проводилися періодичні комісійні огляди за участі представників ПАТ «Укрзалізниця», ДНУЗТ, ПАТ "КВБЗ" та ін.

Завершальний огляд проведений у січні 2016 року, на момент огляду пробіги вагонів в середньому склали 117,4 тис. км. В результаті цього огляду встановлено, що піввагони розкомплектовані за деякими основним вимогами, деякі з яких приведені нижче:

- гальмове обладнання потребує регулювання гальмівної важільної передачі. На деяких вагонах відсутні балочки авторежиму та ручки кінцевих кранів. Практично на всіх вагонах відсутні елементи стоянкового гальма. Зустрічалися випадки невірно встановлених режимів по завантаженню на повітророзподільнику;

- у візка моделі 18-7020 встановлені колісні пари з типовими буксовими вузлами, замість касетних підшипників;

- значна кількість розвантажувальних люків має значні наскрізні корозійні пошкодження. При цьому слід відмітити, що кришки люків експлуатуються з моменту вводу вагонів в експлуатацію, та не змінювалися під час раніше проведених деповських ремонтів, так як стан кришок розвантажувальних люків був задовільний.

Головні причини відчеплення дослідних вагонів в експлуатації з січня 2013 року наведені в табл.1.

Кузов вагона має значні корозійні і механічні пошкодження. За результатами проведення ультразвукової товщинометрії середні значення товщини обшиви кузова і нижньої обв'язки вагона склали:

- кузов по висоті від 1,7 мм до 3,9 мм, при номінальній товщині 5 мм.
- нижня обв'язка від 7,8 до 8,2 мм, при номінальній товщині 10 мм.

Для підтвердження хімічного аналізу матеріалу, були відібрані зразки обшиви кузова піввагонів. Результати проведеного хімічного аналізу зразка сталі обшиви кузова наведені в табл. 2.

Таблиця 1 - Причини відчеплення дослідних вагонів моделі 12-7023-01

Код несправності	Причина відчеплення	%
102	Тонкий гребінь	2,1
109	Гострокінцевий накат гребня	11,9
116	Повзун на поверхні кочення на одному колесі	1
150	Нагрів букси за зовнішніми ознаками	1
213	Відсутність або зміщення пружин	2,1
214	Злам пружин	18,4
220	Невідповідність зазорів в ковзунах	1
302	Провисання автозчіпки	1
310	Несправності корпусу автозчіпки	1
348	Несправності поглинального апарату	1
440	Послаблення кріплення труб повітропроводу та гальмового обладнання	1
446	Злам запобіжних скоб горизонтальних тяг гальмової важільної передачі	2,1
540	Несправності запору люка	15,2
615	Тріщини/злами верхнього/вертикального листа поперечної балки рами	40,2

Таблиця 2 - Результати хімічного аналізу зразка обшиви кузова

Образец	Вміст хімічних елементів в сталі											
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al	Cu	Ti	V
Образец	0,08	0,27	0,44	0,08	0,014	0,7	0,01	0,33	0,15	0,34	0,015	0,011
10ХНДП ГОСТ 19281	до 0,012	0,17- 0,37	0,3- 0,6	0,07- 0,12	до 0,035	0,5- 0,8	-	0,3- 0,6	0,08- 0,15	0,3- 0,5	-	до 0,12

Тобто, сталь обшиви кузова дослідного піввагона відповідає заявленій виробником марки сталі 10ХНДП.

Причиною підвищеного корозійного зносу металоконструкцій кузова могли стати залишки вантажу, порушення технології очистки вагонів від залишків вантажу та інші фактори. Крім того деякі вагони перевозили небезпечний вантаж – їдко корозійну речовину, яка при взаємодії з металом може скорочувати ресурс піввагона по товщенні металоконструкцій кузова.

Для з'ясування причин пошкодження обшиви кузова піввагона необхідно провести додаткові дослідження.

Підвищення рівня безпеки руху у вагонному господарстві

Мямлін С. В., Барановський Д. М., Воропай В. А.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

The analysis of traffic safety in the wagon economy of railways of Ukraine indicates a need for modernization and upgrading of the old rolling stock on the car-repair factories and production of more modern cars of all types to improve traffic safety. That is, there is a need in the engineering development of modern rolling stock that allows, in the first place providing a high level of reliability and thereby ensuring improving safety.

На сьогодні, залізниця залишається одним з найрозвинутіших видів транспорту, як у всьому світі, так і в Україні. Залізничний транспорт виконує найбільше відвантажень і, відповідно, перевезень усіх видів продукції, тим самим забезпечуючи виконання стратегічних планів держави. Разом з цим, для успішного розвитку залізничного транспорту, тобто для зростання обсягів перевезень необхідно підвищити рівень безпеки руху поїздів. Остання є головним чинником для забезпечення стійкого економічного зростання залізничної галузі. У відповідності до аналізу стану безпеки руху в структурі Державної адміністрації залізничного транспорту України продовж 9 місяців 2014 року на залізницях України допущено 446 інцидентів, у т.ч. 13 серйозних проти 470 інцидентів, у т.ч. 18 серйозних допущених за 9 місяців 2013 року. У порівнянні з аналогічним періодом 2013 року, кількість інцидентів зменшилась на 24 випадки, а кількість серйозних інцидентів – на 5 випадків. Кількість транспортних подій зменшено на Львівській, Одеській та Придніпровській залізницях, а на Донецькій, Південній та Південно-Західній – кількість залишилась на рівні 2013 року. Не зважаючи на зменшення обсягу перевезень питомий показник кількості транспортних подій до обсягів перевезень збільшився з 2,0 до 2,6 на Донецькій, з 2,0 до 2,1 на Південно-Західній та з 2,6 до 2,9 подій на 1 млрд. приведених тонно-кілометрів на Придніпровській залізниці. У вагонному господарстві за 9 місяців 2014 року на території України було допущено 83 транспортні події проти 100 за аналогічний період 2013 року. Із 83 транспортних подій 80 було допущено з вини працівників вагонних депо, та 3 події з вини вагоноремонтних підприємств України.

Несправності вагонів усіх типів, в результаті яких сталися транспортні події, можна розподілити наступним чином: несправність та відмова в роботі гальмівного обладнання у гарантійний термін експлуатації – 41%; несправності буксових вузлів – 21%; несправності кузова вагона – 7%; несправності автозчепів, що призвели до саморозчеплень – 4%; несправність візків – 7%; несправність колісних пар – 3%.

Основною і головною причиною настання транспортних подій є несвоєчасне вилучення із експлуатації рухомого складу, технічний стан якого не відповідає вимогам ПТЕ. Тобто залишаються ймовірні великі ризики виникнення порушень безпеки руху.

У вагонах усіх типів, під час транспортних подій зафіксовані наступні технічні відхилення: несправність механізмів автозчепу, центруючих балок, вищербини на поверхні кочення колісних пар, відсутність гальмівних колодок, гострий накат гребня, обриви кронштейнів кріплення гальмівного обладнання, неповна укомплектованість кінцевих кранів, тріщини надресорних та хребтових балок, відсутність кріпильних механізмів п'ятників до рами вагона та інше.

Аналіз безпеки руху у вагонному господарстві залізниць України, вказує на необхідність модернізації та вдосконалення старого рухомого складу вагоноремонтними заводами та виготовлення більш сучасних вагонів усіх типів для підвищення рівня безпеки руху поїздів. Тобто існує потреба в конструкторських розробках сучасного рухомого складу, які дозволять, в першу чергу, забезпечити високий рівень надійності і, тим самим, гарантувати підвищення рівня безпеки руху.

Метод «статистического проигрывания» при анализе срока службы подвижного состава

Мямлин С. В., Горобец Е. В.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

Methods for assessing the durability of load-bearing elements of the rolling stock include the calculation part and the experimental part. The method of decrease of the experimental part is assumed.

Известны многочисленные методы оценки долговечности несущих элементов подвижного состава: расчетные, расчетно-экспериментальные, экспериментально-расчетные, экспериментально-эмпирические (по принципу превалирующей составляющей используемых методов). Так или иначе, в любом из применяемых методов присутствует некая расчетная часть, потому что показатели долговечности определяются с использованием косвенных данных на основании использования принятых расчетных моделей выносливости.

Величина долговечности конструкции в конечном итоге определяется соотношением ее предела выносливости с действующими в процессе нагружения напряжениями.

Предел выносливости несущей конструкции может быть определен непосредственно, путем проведения стендовых испытаний конструкции на циклическое нагружение, косвенно – путем перехода от предела выносливости образца к выносливости детали и, наконец, теоретически с использованием справочных данных.

Аналогично эксплуатационная нагруженность несущей конструкции может определяться экспериментальным путем при проведении динамических прочностных испытаний или аналитически с использованием сред моделирования динамических процессов.

Вообще говоря, наиболее трудоемкой и затратной составляющей выполнения данных исследований является определение предела выносливости конструкции, хотя все вышеперечисленные возможности оценки данных для проведения расчетов на выносливость активно используются исследователями.

Также следует отметить, что сами расчетные модели, с помощью которых оценивается выносливость конструкции, является нелинейной, что приводит к «деформации» закона распределения исходной нагруженности, что вызывает необходимость дополнительных теоретических выкладок.

В соответствии с изложенным выше, предлагается следующий подход.

По результатам натурных испытаний конструкции определяются параметры закона распределения напряжения в исследуемой точке конструкции, который далее полагается нормальным.

Предел выносливости конструкции оценивается любым, доступным для исследуемой конструкции методом, в том числе, могут быть использованы результаты предыдущих испытаний или расчетов.

Далее составляется нелинейная модель выносливости, и использованием адекватного аналитического аппарата и соответствующей теории.

Для оценки статистических характеристик долговечности несущей конструкции проводится «статистическое проигрывание» - многократный расчет величины остаточного ресурса с использованием реализаций нормальной случайной величины эксплуатационного нагружения и предела выносливости конструкции.

После получения достаточного объема оценок остаточного ресурса несущей конструкции, его статистические характеристики могут быть определены непосредственно, что позволяет обоснованно уменьшить объем экспериментальных исследований.

Проблеми існуючої системи технічного обслуговування та ремонту вантажних вагонів в Україні

Мямлін С. В., Мурадян Л. А., Бабаєв А. М., Пуларія А. Л., Шапошник В. Ю.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

There have been given the problems of the existing system of freight cars maintenance and repair in Ukraine. The solution of these problems is the transition from the scheduled preventive repair to the repair on real condition according to the junction assignment.

Реформування галузі одним з першочергових завдань передбачає підвищення ефективності вагонного господарства, яке має на меті зниження витрат на технічне обслуговування та ремонт вантажних вагонів, підвищення продуктивності робіт та якості ремонту, скорочення простоїв вагонів у ремонті, зменшення кількості потрапляння вагонів до ремонту під час експлуатації.

На залізницях України діє система планово-попереджувального ремонту (далі - ППР) вантажних вагонів її основою є попередження прогресуючого зносу, усунення можливості випадкового виходу вузлів та деталей вагона з ладу, тим самим збільшення часу його корисної роботи, зменшення інтенсивності зносу і підвищення якості ремонтних робіт. Ремонт за напрацюванням передбачає, що потрапляння вагона до ремонту відбувається в заздалегідь призначені моменти часу, або при досягненні визначеного пробігу, незалежно від його технічного стану.

Існуюча система ППР вантажних вагонів має багато недоліків, основні з яких наступні:

- до поточного відчіпного ремонту потрапляє значна кількість вагонів (відсутність гарантій безвідмовної роботи вагонів в проміжку між ППР);
- значна кількість фінансових, матеріальних витрат та людських ресурсів на обслуговування і ремонт;
- застарілі нормативи, які регламентують потрапляння вагонів до ремонту, в своїй більшості розроблені за ще часів СРСР;
- зниження надійності ремонту через неякісний ремонт та пошкодження в експлуатації;
- не відображаються фактичні потреби у технічному обслуговуванні та ремонті конкретного вагона в залежності від умов його експлуатації, роду перевезеного вантажу, якості попереднього ремонту;
- недовикористання ресурсу деталей та вузлів вагона;
- значна кількість регламентованих ремонтних робіт виконуються без особливої необхідності;
- проведення необґрунтованих ремонтів збільшує можливі помилки зборки та монтажу;
- відмови можуть відбутися раніше розрахункового запланованого терміну. Це, зокрема, обумовлюється як невизначеністю і похибкою оцінок наробітку до відмови, так і випадковою природою наробітку до відмови.

Нездатність традиційної системи ППР запобігати відмовам вантажних вагонів привела до необхідності пошуку нових підходів в організації ремонтів. Сучасним рішенням проблеми ППР вантажних вагонів виступає ремонт за фактичним (дійсним) станом (далі – ремонт за станом).

Ремонт за станом передбачає, що потрапляння вагона до ремонту відбувається після досягнення, згідно вимог НТД, граничного стану окремого вузла чи деталі вагона (відмови), подальша експлуатація якого загрожує безпеці руху, або робить її нерентабельною, тобто використовується принцип попередження відмов із забезпеченням максимально можливого напрацювання виробів при мінімальних експлуатаційних витратах. Основою такого виду ремонту і технічного обслуговування є технічне діагностування і прогнозування стану вагона і його вузлів. Головна ідея цієї концепції полягає в тому, що складові вагона треба ремонтувати тільки тоді, коли їх стан граничить з відмовою. Тобто немає необхідності проведення ремонту, коли відомо, що до відмови ще далеко. При цьому слід враховувати, що чим ближче вузли та деталі вагона до відмови, тим більше вірогідність випадкової реалізації цієї відмови.

Ремонт вантажних вагонів за станом в обов'язковому порядку передбачає моніторинг та діагностування вузлів рухомого складу для забезпечення заданого рівня надійності та працездатності. При цьому рішення про потрапляння вагона до ремонту приймається за рівнем його фактичного стану в залежності від отриманої інформації. Розглядається не тільки стан вузла в заданому часовому інтервалі, а й тренд вимірюваних величин, що дозволяє визначати час чергового обслуговування або ремонту.

Впровадження системи ремонту за станом потребує оснащення вагоноремонтного виробництва сучасним обладнанням для діагностування.

Перехід від системи ППР до ремонту за станом відбувається в багатьох галузях, наприклад, нафтопереробна промисловість, авіація та ядерна енергетика. На залізничному транспорті у локомотивному господарстві.

Як показує аналіз впровадження системи ремонту по фактичному стану, вона є більш економічна при цьому можна домогтися збільшення ефективності ремонту, підвищення якості планування і прогнозування обсягів ремонтів, зменшення матеріальних та людських ресурсів, мінімізувати витрати на ремонт, підвищити безвідмовність роботи вагона за рахунок проведення своєчасного і якісного технічного обслуговування, збільшити міжремонтний ресурс.

Развитие математических моделей динамики поезда в Днепропетровской школе механиков

Мямлин С. В., Урсуляк Л. В.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

To study the influence of the shape of the filling of the brake cylinders in different modes of inhibition. To do this, you must investigate the influence of the shape of the filling of the brake cylinders in the longitudinal dynamics of train paths and the amount of braking freight trains of different lengths

Рассматриваются различные математические модели для оценки динамики поезда.

При решении задач динамики поезда приходится выбирать в зависимости от поставленной цели те или иные расчетные схемы:

Наиболее простой является схема в виде материальной точки, масса которой равна массе локомотива и состава. Такая схема широко применяется в тяговых расчетах.

В задачах, связанных с оптимизацией энергетических затрат на тягу, поезд рассматривают в виде гибкой в вертикальной плоскости нерастяжимой нити.

Решение задач по определению продольных усилий в поезде и продольных ускорений вагонов при переходных режимах его движения заставляет рассматривать поезд как стержень (состав) с грузом на конце (локомотив), либо как многомассовую систему твердых тел, соединенных связями. В обоих случаях системы могут быть упругими, либо иметь упругие несовершенства (например, упруго – вязкие). Эти расчетные схемы ограничивают круг задач, предоставляя возможность рассматривать лишь продольные колебания поезда, при которых зазоры в межвагонных соединениях не влияют на переходный процесс.

Использование расчетной схемы поезда в виде одномерной существенно нелинейной механической системы твердых тел позволяет исследовать продольные колебания поезда с учетом зазоров в межвагонных соединениях при пуске в ход, торможении из любой части состава, движение по пути ломаного профиля. Она позволяет исследовать влияние на переходные процессы движения поезда: тормозных систем локомотива и состава, способов управления движением, систем автоведения и управления вспомогательным локомотивом соединенных поездов, параметров продольного профиля пути, средств защиты от продольных ударов. С ее помощью можно рассчитывать режимные карты ведения поезда. Она может быть приемлема в тренажерах для обучения машинистов безопасным и энергосберегающим способам управления движением поезда, при создании устройств повышенной энергоемкости для защиты вагонов-цистерн от продольных ударов и при решении многих других задач. Эта расчетная схема является наиболее применяемой в задачах о продольной динамике поезда.

Исследования влияния на переходные режимы движения поезда колебаний жидкости в цистернах или подвижных грузов в иных вагонах требуют использования расчетной схемы в виде разветвленной механической системы твердых тел. Такая схема может быть исполь-

зована и при изучении колебаний вагонов с подвижными хребтовыми балками, которые предназначены для перевозки особых грузов. Заметим, что при этом могут быть учтены не только зазоры в межвагонных соединениях, но и зазоры в элементах, соединяющих груз с вагоном. Использование этой расчетной схемы позволяет решать задачи о выборе надежных способов защиты перевозимых грузов от продольных ударов.

Расследование случаев схода вагонов при движении поезда с помощью математического моделирования связано с определением динамических характеристик в первой и второй ступенях подвешивания, рамных сил, коэффициентов запаса устойчивости колеса против схода с рельсов. Поэтому при этом необходимо рассматривать пространственные колебания вагонов в составе поезда, движущегося по криволинейному в плане и профиле пути, который может иметь неровности и упругие несовершенства

Розробка технології контролю та утримання залізничної колії зі скріпленням типу КПП-5

Настечик М. П., Маркуль Р. В., Савицький В. В.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені ак. В. Лазаряна

The developed and reasonable technology of control and the maintenance of a railway track with a fastening type КПП-5 during operation.

Стратегічним напрямком розвитку залізничного транспорту України є підвищення швидкості руху поїздів, що суттєво залежить від покращення якості ведення колійного господарства. Одночасно для колійного господарства стратегічним напрямком є впровадження інноваційних технологій утримання залізничної колії з метою досягнення найбільшого економічного ефекту від їх впровадження, з дотриманням норм безпеки руху поїздів. Реалізація цієї мети можлива за рахунок забезпечення надійної роботи вузла проміжного рейкового скріплення під час експлуатації. Одним із вітчизняних проміжних скріплень, яке після довготривалих експлуатаційних спостережень впровадилось в постійну експлуатацію (5-6 тис. км.), є скріплення типу КПП-5. Дане скріплення являється прототипом польського скріплення типу SB-3. Після тривалої експлуатації у скріплення типу КПП-5 виявлено ряд недоліків, пов'язаних із передчасною відмовою його елементів, що в основному спричинено інтенсивним зменшенням сили притискання рейки до підрейкової основи. На сьогоднішній день елементи скріплення типу КПП-5 згідно нормативної документації ремонту не підлягають і замінюються на нові. Існує проблема, що пов'язана з відсутністю методики, та технології контролю за станом роботи вузла скріплення типу КПП-5 під час експлуатації. Причину інтенсивного зменшення силової роботи вузла скріплення типу КПП-5 до сьогоднішнього часу інтерпретували неякісним виготовленням пружних клем, у зв'язку з чим вона втрачала свої пружні властивості, та відбувалась її релаксація. З метою перевірки таких припущень у 2013-2015 рр. були проведені комплексні дослідження силової роботи вузла скріплення типу КПП-5. Дослідження проводились з допомогою розробленої конструкції колійного пристрою для вимірювання сили притискання рейки до опори (шпали) у випадку використання скріплення типу КПП-5. Попередні дослідження ДНУЗТу за роботою вузла скріплення типу КПП-5 показали: мінімальна сила притискання клеми складає 11,5 кН, що згідно з нормативною документацією більше мінімально-допустимої (10 кН); на процес зменшення сили притискання рейки до підрейкової основи при скріпленні типу КПП-5 впливають такі фактори як: релаксація клеми, зношення підрейкової прокладки, центрування отворів анкерів, виконання технологічного процесу – «монтаж-демонтаж».

Аналізуючи вище приведені фактори встановлено, на інтенсивне зменшення сили притискання найбільше впливає зношення підрейкової прокладки – 55,7 % (5 кН). Вплив релаксації клеми на кінець міжремонтного терміну експлуатації складає 26 % (11,64 кН), що біль-

ше мінімально-допустимої сили притискання. По результатах комплексних теоретичних та експериментальних досліджень, напруження, які виникають в прутках клеми від дії локомотивів та вагонів в основному становлять 92,2 МПа, та 67,6 МПа, і не перевищують максимальних допустимих напружень на згин (150 МПа), при яких може відбутись втрата міцності клеми та інтенсивний розвиток її релаксації.

Тому на основі проведених досліджень була розроблена технологія контролю та утримання залізничної колії зі скріпленням типу КПП-5. Принцип даної технології ґрунтується на проведенні у визначені експлуатаційні терміни з допомогою вище згаданого пристрою контрольної перевірки силової роботи вузла скріплення типу КПП-5. В подальшому це дозволить своєчасно попереджати можливі випадки угону колії, розладів елементів у вузлі скріплення та ін. Одночасно це підвищить надійність роботи залізничної колії вцілому протягом всього міжремонтного терміну експлуатації. Економічний ефект від впровадження запропонованої технології контролю та утримання 1 км залізничної колії із скріпленням типу КПП-5 за весь міжремонтний термін дозволить зменшити витрати на 29,6 %.

Разработка алгоритма определения усилий в междвагонных соединениях пассажирского поезда, оборудованного системой пассивной безопасности, при столкновении с преградой

Науменко Н. Е., Хижа И. Ю.

ИТМ НАНУ и ГКАУ

To work out collision test scenarios and to estimate PSS collision kinetic energy absorption an algorithm and a software have been developed. They are a part of the software for rolling stock dynamics investigations under superstandard impact loading.

На основании проведенного обзора литературных источников по вопросам пассивной защиты конструкций экипажей скоростных пассажирских поездов от сверхнормативных ударных нагрузок и анализа типичных аварийных столкновений поездов на железных дорогах стран СНГ разработаны основные положения концепции пассивной безопасности (СПБ) пассажирского подвижного состава колеи 1520 мм, определены рациональные схемы размещения устройств поглощения энергии (УПЭ) на подвижном составе, описан принцип деформирования предлагаемых УПЭ в процессе аварийного столкновения поезда с преградой. Система пассивной безопасности для поезда локомотивной тяги постоянного формирования колеи шириной 1520 мм должна включать

– для локомотива: автосцепки СА-3, работающие по принципу push-back coupler; два УПЭ коробчатого типа, расположенные в концевых частях рам локомотива; жертвенную зону в конструкции каркаса кабины машиниста; противоподъемные устройства, ограничивающие вертикальные перемещения экипажей относительно друг друга при соударении;

– для прицепного вагона: сдвигаемые безазорные сцепные устройства (БСУ-3); энергопоглощающие устройства коробчатого типа, расположенные на торцевом брусе вагона; противоподъемные устройства, совмещенные с УПЭ.

С целью отработки тестовых сценариев столкновения и оценки показателей поглощения СПБ кинетической энергии соударения разработаны алгоритм и программный модуль для вычисления усилий в междвагонных соединениях поезда локомотивной тяги постоянного формирования с учетом особенностей совместной работы в аварийной ситуации сдвигаемых автосцепок СА-3 локомотива и несдвигаемой автосцепки СА-3 первого вагона, устройств систем пассивной безопасности и конструкций экипажей, а также возможности возникновения пластических деформаций в элементах конструкций локомотива и вагонов. Программный модуль является составной частью программы для исследования динамики подвижного состава при сверхнормативных ударных воздействиях.

Для отработки достоверности функционирования вновь разработанного модуля и программы в целом выполнено компьютерное моделирование процесса аварийного соударения пассажирского односекционного шестиосного электровоза массой 123 т, оборудованного СПБ, с препятствием согласно тестовым сценариям столкновения. В качестве защитного устройства локомотива рассмотрен опытный образец УПЭ, разработанный в результате совместного сотрудничества ИТМ НАНУ и ГКАУ и ООО “ПКПП МДС”. Анализ результатов расчетов динамической нагруженности локомотива, оборудованного СПБ, при отработке тестовых сценариев аварийных столкновений показал, что поглощение энергии соударения происходит по заданному алгоритму за счет работы поглощающих аппаратов, устройств системы пассивной безопасности и конструкций экипажей. Показана необходимость оборудования СПБ не только локомотива пассажирского поезда, но и прицепных вагонов.

Влияние электрического тока на характеристики трещиностойкости перлитной стали

Новогрудский Л. С., Оправхата Н. Я.

Институт проблем прочности имени Г.С. Писаренко Национальной академии наук Украины

The report presents the results of experimental investigations of the influence of electric current pulse on the fracture toughness of the pearlite steel.

В последние несколько лет Укрзалізниця проводит работы по внедрению нового типа рельсов с измененным профилем длиной 100 метров и эксплуатационным ресурсом 1 млрд. тонн брутто. Предполагается, что новая конструкция верхнего строения пути будет более износостойкой, менее металлоемкой и трудоемкой в производстве, чем действующая, а также обеспечит меньшую динамику при взаимодействии с подвижным составом. Внедрение новых элементов рельсового пути необходимо также в связи с развитием скоростного движения. На отечественных заводах осуществили переход от выплавки рельсовой стали марки М76Т в мартеновских печах к выплавке стали марки К76Ф в кислородных конвертерах. Производство рельсов из конвертерной стали в Украине начато в 2011 году, но их количество на железных дорогах на сегодняшний день не превышает 10% общей протяженности главных путей. Основными рельсами, используемыми в главных путях, по-прежнему остаются рельсы из мартеновской стали.

Анализ литературных данных позволяет заключить, что рельсы из мартеновской стали при растущих осевых нагрузках обладают невысокой циклической прочностью и долговечностью, причем в холодное время года возрастает и число актов их внезапного разрушения. В этот период количество внезапных изломов рельсов без видимых предварительных повреждений в зоне разрушения составляет порядка 60% от общего количества разрушений.

Полученные нами экспериментальные результаты показали, что значения характеристик статической прочности и пластичности материала рельсов после их длительной эксплуатации в пути существенно отличаются от таковых, определенных для материала рельсов до эксплуатации. Это связано с процессами старения, накопления значительных пластических деформаций и структурных изменений в металле за время эксплуатации. Существенное влияние на механические свойства рельсовой стали оказывает и такой эксплуатационный фактор, как электрический ток большой плотности.

В докладе представлены результаты исследования вязкости разрушения перлитной стали рельсов до эксплуатации. Значения характеристики разрушения (коэффициента интенсивности напряжений (КИН)) определяли при испытаниях компактных образцов с краевой трещиной (СТ 0,5) при температуре 293 К, а также при действии импульсов электрического тока (ИЭТ). Анализ полученных данных позволил выявить зависимость значений КИН стали от места вырезки образцов по сечению рельса и от ориентации краевой трещины образца относительно оси рельса. Так, значения КИН рельсовой стали, определенные на образцах, краевая трещина которых лежит в плоскости поперечного сечения рельса, на 10% больше зна-

чений, полученных на образцах, краевая трещина которых расположена в плоскости, совпадающей с продольной осью рельса. Нарботка образцов ИЭТ при напряжениях, соответствующих, значению вертикальной расчетной динамической нагрузки, приводит к увеличению на 30% значений КИН стали по сравнению с аналогичными значениями, полученными без действия ИЭТ. При этом отличие значений КИН, полученных при испытаниях образцов с различной ориентацией краевой трещины относительно оси рельса, составляет 16%.

Представленные результаты исследования свидетельствуют о существенном влиянии ИЭТ на КИН рельсовой стали. Полученные новые результаты могут быть использованы при разработке рекомендаций по восстановлению и вторичной укладке рельсов в путь.

Стенд для экспериментального исследования контактного взаимодействия пары колесо-рельс

Новогрудский Л. С., Скрипник Ю. Д., Оправхата Н. Я.

Институт проблем прочности имени Г.С. Писаренко Национальной академии наук Украины
01014, Киев-14, ул. Тимирязевская, 2

The description of the test bed for investigation of the contact fatigue of pair wheel-rail under the influence of real load parameters and modes of interaction and operation of operational and external factors.

Необходимость увеличения пропускной способности железной дороги приводит к превышению проектных ограничений по массе и длине составов. Такие отступления от принятых норм позволяют получать существенную экономическую выгоду, однако неизбежно приводят к быстрому ухудшению технического состояния железнодорожных путей и парка подвижного состава, что требует дополнительных расходов, которые могут нивелировать полученный эффект. Техническое обоснование повышения массы поездов требует комплексного решения ряда прикладных задач, основными из которых являются: разработка новых подходов к управлению режимами движения (пуск, остановка, разгон); улучшение конструкции и содержания пути и подвижного состава; усовершенствование профилей соприкосновения колеса и рельса; повышение качества используемого на железной дороге металла. За время существования железнодорожного транспорта накоплен значительный объем информации о возникновении и развитии различного рода дефектов в несущих элементах подвижного состава и рельсового пути, от которых зависит пропускная способность железных дорог. Однако эти данные не позволяют однозначно установить влияние отдельных эксплуатационных факторов на показатели эффективности, безопасности и надежности работы таких элементов. Использование экспериментальных участков пути, а также модельных образцов, значительно отличающихся размерами и формами от реальных несущих элементов, не позволяют достаточно точно оценить степень влияния каждого из воздействующих факторов, выявить их значимость при том либо ином режиме эксплуатации. Большое внимание исследователи и эксплуатационники уделяют изучению проблем взаимодействия контактной пары колесо-рельс. В процессе работы их профили подвергаются значительным нагрузкам и износу в силу различных процессов, протекающих непосредственно в зоне контакта при передаче тяговых и тормозных усилий.

Для изучения процессов контактного взаимодействия колеса и рельса в Институте проблем прочности имени Г.С. Писаренко НАН Украины разработан и изготовлен специальный стенд, объектами исследования которого являются фрагменты реального колеса и рельса. Предложенная и запатентованная система технических решений позволяет имитировать такие режимы работы пары колесо-рельс: движение на прямолинейном и криволинейном участках пути; поперечное смещение колеса относительно рельса; юз в контакте; температурное, коррозионное и фрикционное воздействие на пятно контакта (при наличии третьего тела – смазочного и абразивного материала); протекание тяговых и пусковых токов. Экспериментальные данные, получаемые в контролируемых лабораторных условиях, позволят

сформулировать научно обоснованные рекомендации по выбору параметров нагружения и условий взаимодействия колес с рельсами для увеличения их ресурса. Возможность исследовать контактную прочность и усталость фрагментов колес и рельсов; их износ, а также появление и развитие поверхностных дефектов при действии эксплуатационных и внешних факторов имеет большое практическое значение. Весьма перспективным представляется использование стенда для исследования способов увеличения коэффициента сцепления при наличии ограничений по нагрузке ведущей колесной пары на рельсы, в частности при помощи пропускания электрического тока больших плотностей.

Практические результаты поднадзорной эксплуатации тележек типа Barber в условиях железных дорог колеи 1520 мм

Орлова А. М., Лесничий В. С.

ПАО «НПК «ОВК», ООО «ВНИЦТТ», Санкт-Петербург, Россия

The paper reports on the results of operation testing and monitoring of 25 t per axle bogies for freight wagons. Measurement of wear surfaces was performed over the mileage of 400 thousand kilometers with further forecast.

Решение задачи перевооружения парка грузовых вагонов пространства железных дорог колеи 1520мм, в первую очередь, заключается в оснащении конструкций вагонов нового поколения тележками, обеспечивающими гарантированный межремонтный пробег не менее 500 тыс.км.

Научно-производственная корпорация «Объединённая вагонная компания» (НПК «ОВК») реализует данную задачу, используя тележки типа Barber S-2-R собственного производства.

Для подтверждения назначенного пробега 500 тыс. км до первого планового ремонта в 2012 году была начата поднадзорная эксплуатация вагонов на тележках моделей 18-9855 (допускаемая осевая нагрузка 25 тс) постройки Тихвинского вагоностроительного завода (ТВСЗ), входящего в НПК «ОВК».

Одним из основных критериев, по которому назначается межремонтный пробег, является износ в парах трения деталей тележек. Поэтому главной целью поднадзорной эксплуатации является экспериментальное подтверждение установленных в документации на тележку показателей износостойкости узлов тележек в реальных условиях железнодорожной инфраструктуры колеи 1520 мм, т.е. непревышение допустимых величин износов на пробеге не менее 500 тыс.км.

К настоящему времени (пробег 400 тыс.км) проведено пять плановых комиссионных осмотров тележек модели 18-9855 вагонов подконтрольной группы, в ходе которых осуществлялись измерения параметров в узлах трения. Результаты измерений показали, что во всех узлах допустимые значения не достигнуты.

По результатам измерений рассчитывались фактические темпы износов рабочих поверхностей деталей тележек на каждом этапе эксплуатации между плановыми осмотрами.

При анализе результатов плановых осмотров тележек в поднадзорной эксплуатации было отмечено, что по большинству узлов запас на износ с учётом фактического темпа износа позволяет после достижения пробега 500 тыс.км рассмотреть возможность увеличения межремонтного пробега вагонов на тележках типа Barber для колеи 1520 мм.

Моделирование работы подрельсового основания в зависимости от скорости движения подвижного состава

Патласов А. М.

ДИИТ

The report considers the possibility of determining the mass base of the railway track, depending on the speed of movement of rolling stock.

При взаимодействии железнодорожного пути и подвижного состава возникают динамические нагрузки, которые могут достигать значений, которые оказывать разрушающее воздействие как на детали подвижного состава, так и на элементы железнодорожного пути. Кроме того, параметры взаимодействия определяют комфортабельность движения пассажиров.

В результате повышения массы и скоростей движения поездов возникают проблемы с состоянием рельсов и путевой структуры, колес и других частей подвижного состава.

Согласно действующим в Украине «Правилам расчета железнодорожного пути на прочность и устойчивость» динамические силы растут практически пропорционально скоростям движения подвижного состава, а масса пути, взаимодействующая с подвижным составом, не зависит от скорости движения. Не учитывают массу, в зависимости от скорости движения подвижного состава и большинство моделей взаимодействия пути и подвижного состава.

Учитывая, что в последние годы постепенно повышаются скорости движения пассажирского подвижного состава, автором предложено определять массу железнодорожного пути, которая взаимодействует с подвижным составом в зависимости от скорости его движения.

Для решения поставленной задачи, на первом этапе рассмотрена, работа отдельной шпалы под динамической нагрузкой. Учитывая, что на участках ускоренного движения поездов основной конструкцией пути является бесстыковой путь с железобетонными шпалами, была рассмотрена железобетонная шпала, которая рассматривалась, как брус с тремя сечениями.

Используя предложения д.т.н. В. Д. Дановича, была рассмотрена работа рельсошпальной решетки с железобетонными шпалами под динамической нагрузкой.

Анализ работы рельсошпальной решетки под неподвижной динамической нагрузкой показал, что масса подшпального основания зависит от частоты приложения нагрузки.

Как известно, при приложении нагрузки на подвижной состав, рельсовый путь в продольном направлении имеет прогиб, который описывается композицией затухающих синусоиды и косинусоиды. Учитывая это, автором предложено интерпретировать работу подвижной нагрузки, как спектр неподвижных динамических нагрузок. При этом частоты спектра воздействия нагрузок на путь зависят от скорости движения и расстояния между осями подвижного состава.

Рассчитанную, в зависимости от скорости движения конкретного подвижного состава, массу пути, можно использовать в моделях взаимодействия пути и подвижного состава для определения параметров взаимодействия и установления условий обращения подвижного состава.

Підвищення ефективності контролю технічного стану залізничної колії

Патласов¹ О. М., Бурцев² М. О.

¹ДНУЗТ

²Миколаївський коледж транспортної інфраструктури ДНУЗТ

The report considers the improvement of the control system of geometric parameters of railway track

Актуальність роботи обумовлена необхідністю зниження експлуатаційних витрат залізниць шляхом зміни системи технічного обслуговування залізничної колії на основі ресурсозберігаючих технологій з урахуванням підвищеного впливу «часового фактору».

Метою дослідження є вивчення моніторингу технічного стану колії, як важливої частини єдиної системи управління технічним станом колії та якістю його функціонування.

У зв'язку зі зміною інтенсивності використання залізничної колії, яка визначається сукупністю експлуатаційних умов, кліматичних факторів виникла необхідність розглянути питання впливу умов експлуатації колії на інтенсивність накопичення деформацій і намітити шляхи вдосконалення системи контролю технічного стану залізничної колії.

Результати дослідження дозволять визначити оптимальні терміни перевірок та оцінки стану колії діагностичними засобами в сучасних експлуатаційних умовах, в тому числі в умовах укрупнення структурних підрозділів колійного господарства, що дасть можливість встановити необхідний парк діагностичних засобів на різних рівнях управління.

Застосування сучасної системи ведення колійного господарства, заснованої на використанні ресурсозберігаючих технологій і машинізованих комплексів під час виконання робіт з технічного обслуговування колії, з особливою гостротою поставило питання розробки і вдосконалення системи контролю технічного стану залізничної колії.

Існуючі системи контролю технічного стану залізничної колії формують оцінку по кожній окремій нерівності, а не за кілометр колії в цілому. Тому, на даний момент стоїть питання пошуку додаткових методів і критеріїв оцінки колії, які в подальшому здатні сформувати повноцінну автоматизовану систему.

Для цього розроблена програма та методика досліджень, які передбачають аналіз зміни фактичного стану залізничної колії на ділянках з різною вантажонапруженістю, осьовим навантаженням та в залежності від пропущеного тоннажу і видів виконаних ремонтно-колійних робіт.

У відповідності до програми здійснено підбір відповідних ділянок колії в межах регіональної філії «Одеська залізниця» ПАТ «Укрзалізниця». Для оцінки стану залізничної колії використовується СКВ, яке визначається для ділянок колії з різними характеристиками плану колії.

Унификация требований к максимальному возвышению и недостатку возвышения наружного рельса в кривых для линий с разной шириной колеи

Патласов А. М., Патласов Е. А.

ДИИТ

The report provides the analysis of the TSI requirement to technical specification of interoperability related to cant in curve. Based on the identified discrepancies it proposes to adopt uniform criteria for the established of maximum cant and cant deficiency for gauge 1435, 1520, 1600 and 1668 mm.

Высокая эффективность работы железных дорог стран Евросоюза и стран партнеров может быть достигнута только при условии применения единых технических требований к подвижному составу, инфраструктуре и другим подсистемам железнодорожного транспорта. Таким образом интероперабельность на всех железных дорогах является одной из приоритетных задач. Интреоперабельность железных дорог регламентируется соответствующими директивами и техническими спецификациями интероперабельности (ТСИ).

Для решения проблем совместимости высокоскоростного железнодорожного движения в 1996 году Евросоюзом была принята директива по интероперабельности (96/48/ЕС). Эта директива предполагала создание технических спецификаций интероперабельности для различных подсистем и в т.ч. для инфраструктуры высокоскоростного железнодорожного транспорта. В 2001г Европарламентом была принята директива, посвященная совместимости обычному железнодорожному сообщению, которая предполагала создание технических спецификаций интероперабельности для различных подсистем и в т. ч. для инфраструктуры обычного железнодорожного транспорта (2001/16/ЕС). На основании **директивы** 96/48/ЕС в 2002 году были приняты первые ТСИ для инфраструктуры высокоскоростного железнодорожного сообщения, а в 2008 году была принята их новая редакция. И первая и вторая редакция практически не затрагивала железнодорожные линии с шириной колеи 1520 мм.

Для разработки ТСИ для инфраструктуры обычных железнодорожных линий потребовалось значительно больше времени. Необходимо было проанализировать возможность увязки требований к линиям с шириной колеи 1435, 1520 и 1668 мм. Для этого была создана совместная рабочая группа с участием представителей Европейского железнодорожного агентства (ERA) и Организации сотрудничества железных дорог (ОСЖД).

И не смотря на то, что в 2008 году уже была принята новая единая директива по интероперабельности (2008/57/ЕС), которая объединила высокоскоростное и обычное железнодорожное движение, используя результаты проведенного рабочей группой ERA- ОСЖД анализа только в 2011 году были приняты ТСИ для инфраструктуры обычных железнодорожных линий.

Результаты использования уже обобщенной директивы (2008/57/ЕС) показали, что она нуждается в постоянном совершенствовании. На настоящее время в нее внесено уже шесть изменений. Последнее изменение принято в 2014 году.

В 2014 году на замену двум ТСИ по инфраструктуре (высокоскоростного и обычного железнодорожного сообщения) приняты единые технические спецификации интероперабельности подсистемы «инфраструктура» для железнодорожных линий Европейского Союза (регламент 1299/2014).

Интероперабельность предполагает единые критерии для железных дорог с различной шириной колеи. И несмотря на то, что для разработки ТСИ использовался анализ, проведенный рабочей группой ERA-ОСЖД, не все проблемы интероперабельности для линий с разной шириной колеи были решены. Одной из таких проблема является максимальное возвышение наружного рельса (h_{\max}).

Согласно таких единых критериев, должно быть установлено h_{\max} и недостаток возвышения h для железных дорог с различной шириной колеи.

Максимальное непогашенное ускорение, которое воздействует на пассажира не должно зависеть от ширины колеи. При одинаковой скорости, радиусе и непогашенном ускорении возвышение прямо пропорционально зависит от ширины колеи.

Однако в ТСИ такая зависимость как-то сохраняется для линий с шириной колеи 1435 и 1668 мм, и совершенно не сохраняется для линий с шириной колеи 1520 мм. Даже при большей ширине колеи (1520 по сравнению с 1435 мм) в ТСИ максимальное возвышение для линий с шириной колеи 1520 ($h_{\max}=150$ мм) меньше чем для линий с шириной колеи 1435 мм ($h_{\max}=170$ мм). Из этого следует, что в ТСИ для колеи 1520 мм необходимо изменить максимальное возвышение.

Недостаток возвышения и непогашенное ускорение находятся в прямой зависимости и их соотношение зависит от ширины колеи. На железных дорогах стран ЕС принято опери-

ровать недостатком возвышения, а на железных дорогах с шириной колеи 1520 мм – непогашенным ускорением.

Если пересчитать регламентированные ТСИ значения недостатка возвышения для колеи 1435 и 1668 мм в величину непогашенного ускорения, то получим абсолютно одинаковые значения. Однако для линий с шириной колеи 1520 мм принято только одно значение недостатка возвышения 115 мм, что соответствует непогашенному ускорению. Учитывая то, что максимально допускаемое непогашенное ускорение $0,7 \text{ м/с}^2$ принято в середине прошлого столетия, а также опыт скоростного движения на железных дорогах стран ЕС, для линий с колеей 1520 мм можно установить такие же значения непогашенных ускорений, как и для линий 1435 и 1668 мм – $0,65$, $0,85$ и $1,0 \text{ м/с}^2$, и соответствующие им недостатки возвышений – 106, 139 и 164 мм. Например, на железных дорогах Украины, России и др. стран СНГ в определенных случаях допускается непогашенное ускорение $1,0 \text{ м/с}^2$.

На линиях с шириной колеи 1520 мм обращается подвижной состав для перевозки грузов, который имеет определенные особенности. При воздействии на такой подвижной состав непогашенного ускорения $\pm 0,3 \text{ м/с}^2$, нагружаются скользуны, и, следовательно, затрудняется поворот тележки под вагоном. Поэтому на железных дорогах с шириной колеи 1520 мм, необходимо учитывать, что для грузовых вагонов $\alpha_{\text{нп}} = 0,3 \text{ м/с}^2$ и, следовательно, Δh будет равным 50 мм.

Анализ требований к максимальному возвышению и недостатку возвышения, принятых в ТСИ и выполненные расчеты, основанные на применении единых критериев, свидетельствуют о необходимости увеличить в ТСИ максимальное возвышение наружного рельса для линий колеи 1520 мм и установить недостаток возвышения для линий колеи 1520 мм, соответствующий величинам непогашенных ускорений принятых для линий колеи 1435 и 1668 мм.

Определение температуры нагрева буксовых узлов вагонов в процессе движения

Подосьонов Д. А., Рейдемейстер² А. Г., Кирильчук² О. А.

¹Приднепровская железная дорога

²Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

Determining the temperature to which the heated casing axle boxes of freight cars filled with universal grease «ЗУМ» during the motion.

Процесс смазки подшипников буксовых узлов вагонов играет одну из самых важных ролей в обеспечении нормальной работы подшипников, особенно учитывая тот факт, что буксовый узел вагона один из наиболее ответственных узлов на железнодорожном транспорте. Неисправности буксовых узлов с роликовыми подшипниками являются одной из причин отцепки вагонов по техническому состоянию. Количество неисправностей буксовых узлов всегда имела один из наихудших показателей в обеспечении безопасности движения вагонов. Анализируя статистические данные Укрзалізниця про транспортные происшествия с 2005 г. по 2013 г. видно, что 24 % неисправностей буксовых узлов возникает из-за ухудшения эксплуатационных свойств масла. Начиная с февраля 2007 г., в вагонных депо на сети железных дорог Украины начали использовать при ремонте буксовых узлов колесных пар грузовых вагонов, вместе с обычной смазкой «ЛЗ-ЦНИИ», и новую смазку «ЗУМ». Однако специалисты вагонной службы Приднепровской магистрали отметили, что на первоначальной стадии эксплуатации вагонов наблюдался незначительный нагрев буксовых узлов при закладке в них смазки «ЗУМ». Эту проблему в 2013 г. предложили решить путем внедрения в работу установки для обкатки колесных пар, отремонтированных с закладкой в буксовый узел смазки «ЗУМ». Однако, на сегодняшний день вопрос повышенного нагрева буксовых узлов при закладке в них смазки «ЗУМ» все еще остается открытым.

В связи с выше изложенным в мае 2015 года Вагонная служба Приднепровской железной дороги совместно со специалистами Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна провела испытания по определению температуры нагрева корпусов букс грузовых вагонов. Цель испытаний состояла в том, чтобы определить температуру, до которой нагреваются корпуса букс грузовых вагонов, заполненных универсальной смазкой ЗУМ, в процессе движения.

Объектами испытаний являлись два загруженных рельсами вагона-платформы модели 13-4012 с типовыми буксовыми узлами для тележки модели 18-100. Колесные пары подкачены под опытные вагоны после проведения среднего ремонта с полной ревизией буксовых узлов непосредственно перед началом испытаний.

Температуру корпусов букс измеряли в процессе опытных поездок на участке Новомосковск-Днепровский–Баловка–Самаровка Приднепровской железной дороги. Состояние пути на этом участке позволяло движение со скоростями до 100 км/ч. Для проведения испытаний был сформирован опытный сцеп из двух опытных вагонов и вагона-лаборатории, размещенного между ними, а также два локомотива, которые позволяли сократить время стоянки на промежуточных станциях.

Испытания проходили в дневное время при различных погодных условиях и скоростях движения вагонов. В процессе испытаний в вагон-лаборатории непрерывно отображалась текущая температура каждой буксы в виде графика, а также производилась непрерывная запись этих температур в память компьютера. Таким образом были получены графики, которые показывают как изменяется температура корпусов букс во время набора скорости, торможения, движения с постоянной скоростью и остановках поезда.

Модель процесса реализации тяговой силы двигателя магнитолевитирующего поезда

Поляков В. А., Хачапуридзе Н. М.

Институт транспортных систем и технологий Национальной академии наук Украины

Model of motor's electrical subsystem's dynamics is built in the form of equilibrium equations of voltages in contours of its windings. In each point, the armature's field induction is found as a vector sum of an induction of fields, which are created by its separate coils. As a pattern of a traction force, the interaction of current, that flows in a straight element of the inductor contour, with the field, which is created by currents of the armature, was taken.

Каждая из имеющихся версий искомой математической модели (ММ) процесса реализации (ПР) тяговой силы (ТС) линейным синхронным двигателем (ЛСД) магнитолевитирующего поезда (МЛП), построенных в рамках парадигм моделирования этого процесса, базирующихся, соответственно, на теориях электрических цепей и электромагнитного поля, обладает как преимуществами, так и недостатками. Версия модели, базирующаяся на концепции теории электрических цепей, обладает достаточно широкими функциональными возможностями. Однако коэффициенты её дифференциальных уравнений (соответствующие собственным и взаимным индуктивностям контуров фаз якоря, а также взаимным индуктивностям таких контуров с контурами возбуждения) периодически изменяются в зависимости от положения муфты (подвижных частей) ЛСД. Это существенно затрудняет решение задач описываемой динамики, радикально снижая практическую ценность версии модели. Вторая из указанных версий модели (основанная на парадигме теории поля) менее ресурсоёмка при реализации, чем предыдущая, однако, и менее функциональна – прежде всего, – вследствие того, что принятые при её построении исходные предположения существенно ограничивают её общность. Изложенные соображения свидетельствуют об актуальности создания ММ ПР ТС ЛСД МЛП, ассимилирующей достоинства имеющихся версий этой модели и максимально возможно более свободной от их недостатков. Построение такой интегративной модели (ИМ), описывающей процессы в электромагнитной подсистеме поезда, явилось основной задачей настоящего раздела работы.

В качестве паттерна тяговой силы ЛСД принято, описываемое законом Ампера, взаимодействие тока, протекающего в прямолинейном элементе контура индуктора, с полем, создаваемым токами якоря двигателя. Полная упомянутая сила найдена как векторная сумма таких паттернов. Исходя из этого, динамика ПР ТС ЛСД МЛП определяется текущим соотношением векторов токов, протекающих в прямолинейных элементах контуров индуктора, и индукции (условно однородного – в пределах каждого из упомянутых прямолинейных элементов контуров этого индуктора) магнитного поля (создаваемого токами, протекающими по обмоткам якоря ЛСД), в котором элементы находятся.

Модель динамики электрической подсистемы ЛСД построена в форме уравнений второго закона Кирхгофа, составленных для электрически и магнитно, согласно расчётной схеме двигателя, связанных его контуров. В качестве же паттерна модели магнитной подсистемы того же артефакта принят комплекс выражений, описывающих поле, создаваемое уединённой прямоугольной катушкой. Значения полной индукции поля, создаваемого якорем двигателя в местах расположения элементов его индуктора, предполагая применимость закона суперпозиции, найдены как векторные суммы индукции полей, создаваемых в указанных местах отдельными катушками якоря. При этом, с целью максимизации практической ценности и функциональной пригодности создаваемой модели, оба её указанных компонента (описывающие динамику электрической и магнитной подсистем ЛСД) на конечном этапе построения были преобразованы к описанию моделируемых процессов в подвижной координатой системе, жёстко связанной с муфтой двигателя.

В качестве примера результатов реализации созданной модели приведены осциллограммы пути, пройденного МЛП, его скорости и ускорения, а также ТС ЛСД, описываемой упомянутой моделью такой силы, в режиме разгона поезда. Анализ указанных осциллограмм свидетельствует о работоспособности созданной модели и её пригодности, после необходимой адаптации к нуждам конкретных практических задач, для использования в процессе построения движения МЛП.

Особенности технического диагностирования пассажирских вагонов узкой колеи

Пулярия А. Л., Донеv А. А., Кебал И. Ю., Мямлин С. С.

(ДНУЖТ)

The features of exploitation, diagnosis and types of damages of load carrying structures of passenger carriages of narrow gauge, are considered

Техническое диагностирование, независимо от типа подвижного состава, имеет общую цель выявление неисправностей и повреждений для безоговорочного обеспечения безопасности движения. Подходы для проведения таких работ для каждого типа подвижного состава разнятся.

Вагоны узкой колеи и вовсе стоят обособленно в силу ряда факторов, таких как значительный срок эксплуатации, в основном превышающий нормативный, зачастую неудовлетворительное состояние пути, длительное отсутствие качественного ремонта самого подвижного состава.

На виды повреждений, присущих вагонам узкой колеи, накладывают отпечаток условия их эксплуатации. Большая часть пассажирских вагонов узкой колеи эксплуатируется на детских железных дорогах, еще сохранившихся в ряде областных центров. И они, как правило, имеют замкнутый контур с наличием кривых малого радиуса, обусловленных ограниченностью внутригородских парковых территорий. Движение на этих кольцевых маршрутах осуществляется в одном направлении, что способствует появлению ряда односторонних износов. Отдельно стоит отметить, вагоны польского завода «PFAWAG», подавляющее большинство которых, из-за своих габаритных размеров и пропорций (отношения длины вагона к базе) не вписывались в кривые малого радиуса и еще при СССР были рекомендованы для магистральных участков дорог узкой колеи. Результатом их эксплуатации в кривых малого радиуса стали механические повреждения хребтовых балок из-за одностороннего контакта гребней колес с нижними полками швеллеров хребтовых балок.

Процесс диагностирования вагонов узкой колеи также сопряжен с определенными особенностями. Так для осмотра рамы пассажирские вагоны широкой колеи предварительно поднимают домкратами на специализированных пунктах ремонта или в цехах вагоноремонтного депо, обеспечив доступ для качественного контроля. В случае же с узкоколейными вагонами, как правило, приходится ограничиваться смотровой канавой или вовсе путями станции. В таком случае при осмотре труднодоступных мест рамы используется специальное оборудование, такое как, например видеоскопы и эндоскопы. Вместе с тем, в случае обнаружения трещин, значительных деформаций и других повреждений, которые требуют углубленного изучения, необходимо проводить дополнительный контроль с использованием различных методов дефектоскопии.

Опыт проведения технического диагностирования пассажирских вагонов узкой колеи специалистами нашего университета показывает, что наиболее значительные повреждения в процессе эксплуатации получают:

- отмеченные ранее механические повреждения хребтовых балок (что характерно только для вагонов детских железных дорог);
- коррозионные повреждения верхних полок швеллеров продольных балок (основных несущих балок рамы, соединяющих консольные части), стоек и обшивки боковых стен, сквозные коррозионные повреждения пола (особенно в консольных частях);
- коррозионные повреждения с последующей деформацией поперечных балок в местах соединения с продольными балками.

Зачастую техническое состояние вагонов также напрямую зависит от качества выполняемых ремонтов.

В связи с отсутствием поступлений нового подвижного состава на железные дороги узкой колеи вопрос технического диагностирования все еще остается актуальным. Поэтому необходима разработка комплекса мероприятий по поддержанию в работоспособном состоянии и безопасной эксплуатации данного подвижного состава.

Кроме того специалистами нашего университета ведется разработка новых типов пассажирских вагонов узкой колеи, а именно: вагона с местами для сиденья первого и второго класса, вагона-ресторана, вагона-салона, вагона с панорамной крышей для использования на туристических маршрутах. Все эти типы вагонов соответствуют современным требованиям безопасности и способны доставить человека до места назначения с максимальным уровнем комфорта.

Создание изотермического вагона-термоса для перевозки скоропортящихся продовольственных грузов

Ревякин В. В.

ООО «Головное специализированное конструкторское бюро вагоностроения» имени В. М. Бубнова

ГСКБВ, начиная с 2008 года, занимается проблемой создания изотермических грузовых вагонов для перевозки нескоропортящихся и скоропортящихся продовольственных грузов. На базе серийно выпускаемых крытых вагонов разработаны:

- крытый вагон с теплоизоляцией модели 11-1807-02, имеющий коэффициент теплопередачи не более $0,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Первый образец успешно эксплуатируется на железных дорогах Украины и стран СНГ,
- изотермический вагон-термос модели 16-1807-04, имеющий коэффициент теплопередачи не более $0,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Два вагона успешно эксплуатируются на железных дорогах Казахстана.

В докладе освещаются технические характеристики вагонов, некоторые конструктивные решения, приводятся результаты теплотехнических испытаний, а также рассматривается возможность продолжения модельного ряда с учетом требований перевозки.

Прочность боковой рамы трехэлементной тележки

Рейдемейстер А. Г., Калашник В. А., Шикун А. А., Шапошник В. Ю.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна)

Вновь создаваемые конструкции боковых рам грузовых тележек должны обеспечивать надежность и безопасную эксплуатацию для всех типов вагонов, под которыми они могут быть использованы. Требования к прочности изложены в нормативных документах, регламентирующих виды, комбинации и величины нагрузок, которые должна выдержать боковая рама.

Руководствуясь нормативными документами, на стадии проектирования конструктора закладывают необходимую прочность того или иного элемента конструкции и проверяют ее путем расчетной оценки напряженно-деформированного состояния. Готовый же образец перед постановкой в производство должен пройти ряд натурных испытаний по определению его свойств и подтверждению его характеристик.

Выполнен анализ прочности боковой рамы 3-элементной тележки для грузовых вагонов. Расчетные значения сопоставлены с результатами эксперимента (статические прочностные испытания). Определены наиболее нагруженные участки конструкции и оценена неопределенность результатов испытаний и расчетов. Рекомендованы способы нагружения и закрепления боковой рамы, обеспечивающие наилучшее соответствие между экспериментом и расчетом.

На текущий момент имеется достаточное большое количество моделей боковых рам 3-элементных тележек, а одна из тенденций их развития направлена на установку в буксовую ступень рессорного подвешивания упругих элементов, работающих не только в вертикальном, но и в продольном направлениях. Введение таких элементов подразумевает наличие в буксовом узле наклонных поверхностей между которыми они и будут установлены. Данные поверхности могут быть реализованы либо как часть буксы или буксового адаптера, либо как часть рамы тележки.

Проведен сравнительный анализ распределения полей напряжений боковых рам 3-элементных тележек грузовых вагонов с двумя различными конструкциями буксового проема (прямоугольный и 2-скатный проем, наклонные участки разделены горизонтальным).

Щодо питання енергозбереження під час експлуатації рухомого складу метрополітену

Сіора О. С., Сулим А. О., Хозя П. О., Мельник О. О.

ДП «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»

It was established that the main areas of energy saving in the rolling stock Metro is the implementation recovery systems, energy storage and control systems for rational mode of driving. Using that control systems will reduce the consumption of electricity for traction without significant capital investment.

У зв'язку з поетапним підвищенням тарифів на електроенергію протягом 2015-2017 років проблема енергозбереження постає стратегічним напрямком розвитку багатьох галузей промисловості. Аналіз споживання електроенергії в метрополітені показує, що найбільш ва-

гомою складовою є витрати на тягу рухомого складу. Таким чином, першочерговим та актуальним завданням є дослідження щодо зниження витрат на споживання електроенергії саме на тягу рухомого складу метрополітену.

За результатами аналізу значної кількості досліджень встановлено, що впровадження систем рекуперації на рухомому складі метрополітену дозволить скоротити споживання електроенергії на тягу до 40 %. Проте при застосуванні даних систем існує проблема реалізації надлишкової електроенергії за відсутності споживачів в зоні рекуперації. Вирішити цю проблему можна за рахунок впровадження систем накопичення енергії, які дозволять скоротити ще близько 10–20 %. Отже, впровадження систем рекуперації та накопичення дозволить заощадити значну кількість електроенергії, що витрачається на тягу, проте потребує також суттєвих капіталовкладень, серед яких витрати на спеціалізоване обладнання та його обслуговування.

Ще одним перспективним заходом з енергозбереження на рухомому складі метрополітену є використання енергоефективних систем управління, які дозволяють визначати раціональні режими ведення поїзда на перегоні за критерієм мінімуму споживання електроенергії з мережі. Визначення раціонального режиму ведення передбачає використання штатних вимірювальних датчиків та мікропроцесорної системи управління. При цьому вимірювальні датчики контролюють значення струму, напруги контактної мережі та швидкість руху. Мікропроцесорна система управління здійснює визначення раціонального режиму ведення за заданими умовами і обмеженнями та доводить інформацію до машиніста. В даний час значна кількість досліджень спрямована на визначення раціонального режиму ведення рухомого складу на перегоні. Під час даних досліджень розглядаються питання обґрунтування числового методу вирішення диференційного рівняння руху поїзда, обґрунтування використання методу вирішення раціональної задачі, синтез та розробка мікропроцесорної системи управління поїздом метрополітену.

Для оцінки кількості збереженої електроенергії за рахунок використання енергоефективних систем управління були проведені експериментальні дослідження в умовах КП «Київський метрополітен» під час типових штатних режимів ведення рухомого складу з номінальним завантаженням за графіком. За результатами досліджень встановлено, що потенціал збереження електроенергії шляхом використання вищезазначених систем складає 1,5 – 10%.

В сучасних складних умовах розвитку економіки України впровадження енергоефективних систем управління є перспективним напрямком з енергозбереження на рухомому складі, оскільки у порівнянні з іншими енергозберігаючими системами потребують менших капіталовкладень. Слід також зазначити, що дані системи можна розміщати на різних типах експлуатованого рухомого складу метрополітену. Крім того, застосування цих систем дозволить підвищити безпеку руху, стабілізувати графік руху поїздів на лінії та полегшити управління поїздом машиністам.

Внедрение нового оборудования для диагностики тормозной системы грузового вагона

Савченко К. Б., Акулов А. С.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

The analysis of the causes that affect the results of tests of brake equipment freight cars. The ways of solving this problem on iron roads of other countries. Proposed solution domestically produced for testing the brakes of wagons, which can be introduced on the railways.

Основной причиной допущенных транспортных происшествий в вагонном хозяйстве Укрзалізнички в течение последних трех лет является отказ или неисправности тормозного

оборудования в гарантийный срок эксплуатации. В 2013 году этот показатель составлял 47% от общего количества, транспортных происшествий, в 2014 году - 64% и в 2015 году - 38%.

Анализируя результаты более двух десятков испытаний тормозных систем, отремонтированных и новых грузовых вагонов было отмечено, что практически все вагоны, имеют показатели, выходящие за рамки нормативов. Это означает, что вагоны, которые выходят из депо после ремонта, и не проходят испытания в независимых лабораториях, могут иметь несоответствующие значения показателей.

Анализ факторов, влияющих на качество испытаний, среди которых, нормативное и методическое обеспечение, технические средства испытаний, регистрация и оценка результатов испытаний показал, что наибольший риск потенциальных несоответствий возможен из-за того, что фиксацию и оценку результатов испытаний осуществляет человек.

Повысить качество приемки тормозной системы грузовых вагонов можно с помощью внедрения стендов, которые позволяют более точно оценивать контролируемые параметры и исключают человеческий фактор в процессе оценки результатов. Подобные стенды внедрены на железнодорожных предприятиях РФ («Ситов», «АСПТВ», СПТ - «Вагон»).

Опытный образец устройства для испытания тормозов вагонов создан специалистами Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна. Опытная установка предназначена для проведения испытаний тормозной системы грузовых вагонов в соответствии с требованиями Инструкции по ремонту тормозного оборудования вагонов ЦВ-ЦЛ-0013 и Общего руководства по ремонту тормозного оборудования вагонов 732-ЦВ-ЦЛ. Установка в автоматическом режиме определяет плотность тормозной магистрали и тормозного цилиндра (ТЦ), максимальное давление и выход штока ТЦ, время наполнения ТЦ, параметры работы авторегулятора тормозной рычажной передачи, силу нажатия тормозных колодок. Все параметры передаются в процессор стенда, где происходит обработка информации, сравнение данных конкретного теста с нормативными показателями, и хранение информации вместе с идентификационными данными вагона, элементов тормозного оборудования и оператора испытаний. В зависимости от желания заказчика и назначения, испытательная установка может быть укомплектована для фиксации расширенного (суженного) диапазона параметров.

Внедрение, разработанной в университете, установки для испытания тормозов грузовых вагонов позволит: проводить диагностику тормозной системы вагона после ремонта и в процессе эксплуатации с целью определения ее состояния и объема ремонта; расширить перечень контрольных показателей; повысить уровень технологичности процесса диагностики тормозов; уменьшить затраты рабочего времени; производить обработку, хранение и обмен информацией о результатах тестирования на электронных носителях; минимизировать человеческий фактор в процессе фиксации и обработке результатов испытаний, приведет к повышению качества ремонта тормозного оборудования подвижного состава.

Нагруженность торцевых стен кузовов вагонов-хопперов для перевозки зерна

Сенько В. И., Пигунов А. В., Афанаськов П. М.

Белорусский государственный университет транспорта

We consider the load acting on the end walls of hopper cars for grain transportation from the force of gravity of the bulk cargo.

В настоящее время на территории стран Евразийского экономического Союза расчет новых конструкций вагонов и оценку остаточного ресурса вагонов находящихся в эксплуатации регламентируют Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) 1996 года. При определении давления действующего на торцевые стенки кузова вагона-хоппера предназначенного для перевозки зерна, модели 11-739, по Нормам были получены следующие значения нагрузок: 22000 Па и 26600 Па, для I и III

режимов, соответственно (насыпная плотность – $0,75 \text{ т/м}^3$, угол естественного откоса – $0,44$ рад, угол трения – $0,3$ рад).

Для оценки прочности была разработана конечно-элементная модель кузова вагона-хоппера для перевозки зерна с применением двух типов конечных элементов: пластинчатые 3-х и 4-х угольные. Она разработана в программном пакете DSMFem и предназначена для оценки остаточной несущей способности кузова вагона. Модель с достаточной точностью аппроксимирует металлоконструкцию кузова вагона-хоппера и построена на основе конструкторской документации на вагон. Параметры расчетной модели следующие: количество узлов – 77478, количество конечных элементов – 64855. Кинематические граничные условия включают в себя ограничение степеней свободы в местах крепления упоров автосцепного устройства, пятников и скользунов.

Проведенные расчеты показали, что при всех сочетаниях нагрузок как при I расчетном режиме, так и при III-ем расчетные величины напряжений превышают допускаемые. Если при расчете на нагрузки соответствующие I режиму превышение наблюдается лишь в листах обшивки бункеров, то при расчете на нагрузки соответствующие III расчетному режиму превышения выявлены в элементах листов обшивки бункеров, в элементах обшивки боковой стены, в подкрепляющих элементах бункеров и в элементах обшивки торцевой стены. Конструкция вагона-хоппера модели 11-739 принята к серийному производству в 1975 году. Исходя из приведенных результатов расчетов, в эксплуатации должны наблюдаться повреждения в виде деформации обшивки и подкрепляющих элементов торцевой стены, трещины сварных швов и т.д. Однако, техническое обследование вагонов-хопперов, выработавших нормативный срок службы, проведенное сотрудниками ОНИЛ «ТТОРЕПС» БелГУТа, в зоне торцевой стены данных повреждений не выявило, за исключением коррозионного износа.

Анализируя расчетные значения давления действующего на торцевые стенки кузова по Нормам получается, что на наклонную часть торцевой стены по результатам расчета приходится нагрузка равная $5,30 \text{ т}$ для I расчетного режима и $8,83 \text{ т}$ для III расчетного режима. Если определить количество груза, которое помещается в данном объеме над наклонной частью торцевой стены, ограниченном с одной стороны самой торцевой стеной, а с другой стороны – условной вертикальной плоскостью, то мы получаем значение равное $2,60 \text{ т}$ (при условии что насыпная плотность зерна равна 750 кг/м^3). Таким образом нагрузка определенная по Нормам 1996 г., по нашему мнению, является завышенной.

Результаты расчета по действующей нормативной документации (по Нормам 1996 г.) демонстрируют несоответствие данной конструкции, но опыт эксплуатации показывает обратное. На основании вышеизложенного можно сделать вывод о том, что формула по которой определяется давление, действующее на наклонные торцевые стенки кузовов вагонов, не отображает реальной картины нагружения и нуждается в уточнении.

Проблемы создания универсальных магниторельсовых тормозов

Смирнов А. С.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

It is about question of development of magnetic track brakes. The search for ways to create such a rail brake, which could work as a parking brake and a brake emergency braking.

Рост скоростей движения поездов актуализирует проблему увеличения эффективности их тормозных систем. Тормозная сила, реализуемая с помощью дисковых или колодочных тормозов, ограничена коэффициентом сцепления между колесом и рельсом и существенно уменьшается при скоростях движения выше 250 км/ч . Для повышения эффективности тормозов поезда зачастую экипируют электромагнитными рельсовыми тормозами (ЭМРТ). Тормозная сила, создаваемая ЭМРТ не зависит от коэффициента сцепления между

колесом и рельсом. Ввиду высокой эффективности, рельсовые тормоза применяют в качестве тормозов безопасности, используя их при экстренном торможении и для удержания поезда на месте при кратковременных остановках в местах с большими уклонами. Также стоит отметить, что эти тормоза получили широкое применение не только на высокоскоростных поездах, но и на городском рельсовом транспорте.

Длительная эксплуатация ЭМРТ на различных типах ж. д. транспорта привела к формированию запроса касательно развития этого тормоза. Вероятным путем совершенствования магниторельсовых тормозов является обеспечение возможности использования ЭМРТ как полноценного стояночного тормоза. Однако, применение ЭМРТ, в нынешней интерпретации, в выше затребованном качестве недопустимо, так как питающие тормоз источники не постоянны. Решением этой задачи может показаться замена электромагнита на постоянный магнит, тем более что относительно недавно появились новые редкоземельные сплавы типа Nd-Fe-B, магниты из которого обладают высоким уровнем индукции, напряженности магнитного поля, коэрцитивной силы. Управление такими тормозами осуществляется по средствам перемещения магнита в пространстве (полюса контактируют то с ферро-, то с диамагнетиком) или вращения его вокруг своей оси (обеспечивая разные пути замыкания магнитного потока). Проблемой создания магниторельсовых тормозов с постоянными магнитами (МРТП) является необходимость прикладывать для их выключения силы большие, чем те что возникают между магнитом и арматурой (силы притяжения). Причина тому – потери на трение. Малоомощность возможных приводов не позволяет получить МРТП с необходимой для торможения на средних скоростях движения тормозной силой. Однако, такие тормоза пригодны для использования как стояночные.

И всё же, решение выше поставленной задачи возможно. Вероятным ответом может оказаться комбинированный магниторельсовый тормоз, который будет содержать и электрические и постоянные магниты. Такая конструкция будет требовать привод относительно не высокой мощности и сможет работать как стояночный тормоз. Вместе с тем, если разделить магнитомягкую арматуру сепарированным диамагнитным золотником, можно будет исключить возможность шунтирования магнитного потока, создаваемого постоянным магнитом, через сердечник электромагнита. Это позволит использовать тормоз в качестве экстренного.

Разработка системы пассивной безопасности пассажирских поездов при аварийных столкновениях

Соболевская¹ М. Б., Сирота¹ С. А., Горобец¹ Д. В., Теличко² И. Б.

¹ИТМ НАНУ и ГКАУ, ²ООО “ПКПП “МДС”

A basic concept of passive protection of high-speed passenger trains for railways with a 1520 mm width has been developed. The methodology and mathematical models for the study of stress-strain state of structural elements cabin frames and energy absorbing devices (EAD) at an above standard impact have been developed. Algorithm for selection EAD parameters has been proposed. The EAD constructions for railway rolling stock have been designed based on finite element simulation of plastic deformations of the structure at an impact. A crash test of an EAD has been fulfilled in the TÜV SÜD Rail GmbH test rolling stock center (Gorlitz). The locomotive cab with EAD has been developed, manufactured and put into production.

Рассмотрены последствия реальных аварийных столкновений пассажирских поездов без средств пассивной защиты и при наличии систем пассивной безопасности (СПБ) с различными видами препятствий. Обоснована необходимость оборудования экипажей поезда СПБ, которая позволит уменьшить тяжесть последствий аварии и сохранить жизни пассажиров и поездной бригады.

Выполнен анализ тестовых расчетных сценариев столкновений и типов препятствий, определенных существующими нормативными требованиями по пассивной безопасности

пассажирского железнодорожного подвижного состава стран ЕС и СНГ. Установлено, что в качестве тестовых расчетных сценариев в отечественных требованиях по пассивной безопасности целесообразно рассматривать сценарии стандарта EN 15227, которые адекватно характеризуют условия наиболее вероятных столкновений.

Разработаны основные положения концепции пассивной защиты скоростных пассажирских поездов различного назначения для железных дорог с шириной колеи 1520 мм. Согласно предложенной концепции концевые части конструкций железнодорожных экипажей должны быть оборудованы противоподъемными устройствами, препятствующими их напозданию друг на друга, сдвигаемыми автосцепными устройствами, а также эффективными устройствами поглощения энергии (УПЭ) удара. Разработаны предложения по усовершенствованию кабины машиниста локомотива с использованием интегрированных в конструкцию ее каркаса элементов СПБ, включая жертвенную зону в передней части кабины и зону безопасности для выживания и эвакуации локомотивной бригады.

Разработаны методика и математические модели для исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций каркасов кабин и УПЭ при сверхнормативных ударах. Предложен алгоритм выбора параметров УПЭ. На основе результатов математического моделирования упругопластического деформирования элементов УПЭ при сверхнормативных ударах разработана и запатентована конструкция УПЭ коробчатого типа, содержащая сотовые пакеты. В TÜV SÜD Rail GmbH (Герлиц) испытательном центре для железнодорожных экипажей выполнен крэш тест опытного образца УПЭ и получено хорошее согласование экспериментальных результатов с расчетными данными.

В результате выполненного комплекса теоретических исследований напряженно-деформированного состояния конструкций каркаса кабины машиниста при нормативных статических воздействиях и сверхнормативных ударах разработана, изготовлена и внедрена в производство конструкция кабины машиниста скоростного пассажирского локомотива с элементами СПБ.

Экспериментальная оценка внешнего шума отдельного испытуемого грузового вагона

Третьяков¹ А. В., Зимакова² М. В., Петров³ А. А.

¹ПГУПС, ²АО «НВЦ «Вагоны», ³ООО «НИЦ «Вагон - Тест»

Шум от движения поездов на железных дорогах анализируется уже давно, есть много литературы, посвящённой данной теме, разработаны методы определения уровня шума. Однако перед нами стоит совсем иная задача – уметь определять уровень внешнего шума для отдельно взятого вагона. Шум от движения поездов на железных дорогах возникает при движении подвижного состава в кривых («визжащий» шум) и шум качения, возникающий в зоне контакта колеса и рельса при взаимодействии их поверхностей. Что касается шума от одного вагона – не понятно как зафиксировать именно то значение уровня звука, которое издаёт испытуемый вагон.

Для разработки программы и методики по определению внешнего шума подвижного состава был выполнен анализ нормативной документации по конкретным объектам грузового подвижного состава и методам определения шума подвижного состава. В ходе анализа было выявлено, что нормативная документация на вагоны в вопросах нормируемого уровня звука ссылаются на санитарные нормы и правила. Санитарные нормы в свою очередь нормируют для железнодорожного подвижного состава эквивалентный уровень звука и максимальный уровень звука. Считаем, что оценка эквивалентного уровня звука для такого рода испытаний является не корректной. На наш взгляд наиболее подходящим нормативным документом, который описывает и методы определения внешнего шума, и приводит нормативные значения для уровней звука - является стандарт «Специальный железнодорожный подвижной состав. Внешний шум. Нормы и методы определения». Данный стандарт был взят за основу для разработки программы и методики.

В соответствии с разработанной методикой, испытания должны проводиться при движении порожнего вагона с постоянной скоростью (80 км/ч), измерения уровня звука фиксируются на расстоянии 25 м от оси железнодорожного пути на высоте $(1,6 \pm 0,2)$ м от уровня верха головки рельса при скорости ветра на высоте микрофона не более 5 м/с. Проверяются параметры максимального уровня звука и уровней звукового давления в октавных полосах 500, 1000 и 2000 Гц. Данного рода испытания были проведены на скоростном испытательном полигоне ОАО «ВНИИЖТ» для вагона-хоппера модели 19-9550-01, полученные значения контролируемых параметров не превысили нормируемых.

Экспериментальная оценка спектров ударного отклика подвижного состава

Третьяков¹ А. В., Третьяков² О. А., Зимакова³ М. В., Петров³ А. А.

¹ПГУПС, ²ОАО «НВЦ «Вагоны», ³ООО «НИЦ «Вагон - Тест»

При натурных испытаниях на устойчивость к ударным воздействиям железнодорожные транспортные средства подвергают ударным испытаниям с целью определения откликов исследуемых узлов и элементов конструкций. В качестве объекта испытаний были рассмотрены конструкции контейнеров-цистерн, установленных на платформы, которые испытывались на динамический удар в продольном направлении. При этом регламентировались требования к кривым спектра ударного отклика (СУО), полученных в ходе испытаний для обоих угловых фитингов у подвергнувшегося удару с торца контейнера, которые должны повторять или превышать минимальную кривую СУО на всех частотах в диапазоне от 2 до 100 Гц. Результаты испытаний контейнера считались удовлетворительными в том случае, если отсутствовала утечка, остаточные деформации или повреждения, при которых контейнер становится непригодным для дальнейшего полезного использования.

На первом этапе исследований была разработана программа расчёта СУО на языке программирования СИ-шарп, анализировались и устанавливались требования к минимальному диапазону амплитуды ударного импульса и к частотному диапазону регистрируемых виброускорений.

На следующем этапе проводилась серия последовательных соударения, три из них с невысокими скоростями - соответственно 6,19; 6,42 и 7,10 км/ч и два – со скоростями 8,80 и 8,90 км/ч, и далее – удары при скоростях свыше 10,0 км/час до достижения максимального ускорения и кривой спектра ударного отклика (СОУ) не ниже минимальной на двух угловых фитингах, расположенных со стороны вагона-бойка.

. Выполненный на заключительном этапе анализ результатов испытаний позволил сделать ряд выводов:

1. При сравнительно низких скоростях соударений – до 8,90 км/ч вычисленные спектры ударных откликов по уровню на низких частотах (до 10,0 Гц) имеют “провалы” относительно минимально допустимых значений СОУ. По всей вероятности это обусловлено использованием эластомерных поглощающих аппаратов, установленных на испытуемом вагонеплатформе для перевозки вагонов-контейнеров..
2. При скоростях соударения выше указанного значения во всем спектре исследуемых частот наблюдается превышение расчетного СОУ минимально допустимых значений.
3. После достижения при испытаниях расчетных уровней СОУ, превышающих минимально допустимые значения этого параметра, констатируется отсутствие повреждений, остаточных деформаций и утечек жидкости у испытанных контейнеров – цистерн.

Влияние формы кривой наполнения тормозных цилиндров грузовых вагонов на продольную нагруженность поездов

Урсуляк¹ Л. В., Романюк¹ Я. Н., Степченкова¹ Е. С., Вайчиунас² Г., Петренко В.

¹ДНУЖТ, ²Вильнюсского технического университета имени Гедиминаса

To study the influence of the shape of the filling of the brake cylinders in different modes of inhibition. To do this, you must investigate the influence of the shape of the filling of the brake cylinders in the longitudinal dynamics of train paths and the amount of braking freight trains of different lengths

Обеспечение безопасности движения поездов требует совершенствования методики математического моделирования тормозных процессов, происходящих в грузовых поездах.

Моделируя процессы торможения грузовых поездов, в ряде случаев график изменения во времени силы нажатия k тормозных колодок на колесо железнодорожного экипажа, которое пропорционально давлению воздуха в тормозном цилиндре, аппроксимируют кусочно-линейной зависимостью.

Предположим, что силу нажатия i -го экипажа $k_i(t)$ в процессе ее роста от нуля до максимального значения, можно описать рациональной функцией.

Подбирая параметры этой функции, предполагалось, что этап прижатия тормозных колодок к колесам (время выхода штока) уже завершен.

На основании поведенного анализа реальных диаграммах наполнения тормозных цилиндров, полученных по результатам многолетних, многочисленных опытов, проведенных с поездами в реальных условиях опытного кольца на станции Щербинка Московской ж.д. учеными ДИИТа и ВНИИЖТа, можно четко различить две фазы.

Первая фаза - более интенсивное наполнение тормозного цилиндра до значения $k_1(i)$ в течение малого промежутка времени, вторая фаза - время наполнения тормозного цилиндра от значения $k_1(i)$ до максимального значения k_{\max} .

В данной работе сделана попытка аппроксимировать реальные диаграммы наполнения тормозных цилиндров полиномами различной степени. При этом аппроксимация производилась:

- для максимального времени наполнения тормозного цилиндра, которое зависит от расположения данного вагона по отношению к источнику разрядки тормозной магистрали
- для первой точки диаграммы наполнения тормозного цилиндра $k_1(i)$, которая соответствует завершению этапа подвода тормозной колодки к колесу,
- для сил нажатия тормозной колодки на колесо вагона с учетом первых двух параметров.

При подборе коэффициентов в искомым полиномах в качестве контролируемых параметров использовались наибольшие значения продольных сил и тормозные пути, которые сопоставлялись с аналогичными величинами, полученными в результате опытных поездок.

Моделировались различные виды пневматических торможений (ПСТ, ЭТ и РТ) грузового поезда на горизонтальном участке пути].

Полные служебные и экстренные торможения моделировались с начальной скорости движения $V_0 = 30$ км/ч до остановки, а регулировочные торможения с разрядкой тормозной магистрали на 0,8 атм со скорости $V_0 = 60$ км/ч до $V_k = 40$ км/ч.

Поезд перед началом торможения был предварительно растянут. Предполагалось, что поезд состоит из 60-ти однородных четырехосных полувагонов массой 80 тонн, оборудо-

ванных воздухораспределителями №483, включенными на средний режим работы, и композиционными тормозными колодками, и одного локомотива ВЛ-8.

Оценка влияния различного технического состояния тележек вагонов на процессы их взаимодействия с рельсовым путем

Ушкалов В. Ф., Мокрый Т. Ф., Малышева И. Ю., Пасичник С. С., Безрукавый Н. В.

Институт технической механики Национальной академии наук Украины и
Государственного космического агентства Украины

The questions of the technical conditions of freight car on the wheel/rail interaction process are considered.

Актуальной задачей для предприятий железнодорожного транспорта остается сокращение расходов на обслуживание и ремонт парка грузовых вагонов. Учитывая тот факт, что на сети железных дорог Украины используется планово-предупредительная система ремонта, одним из основных путей сокращения эксплуатационных расходов является увеличение межремонтных пробегов подвижного состава. Для реализации этой задачи необходимо снизить интенсивность износов основных узлов тележек грузовых вагонов, техническое состояние которых непосредственно влияет на динамические качества подвижного состава.

С целью снижения интенсивности износа основных узлов тележек грузовых вагонов, а также улучшения их динамических качеств, на сети железных дорог Украины широко применяется комплексная модернизация тележек по проекту С03.04. Все элементы предложенной модернизации также активно используются при строительстве новых вагонов с перспективными моделями тележек. Это позволяет существенно увеличить межремонтные пробеги, которые ограничиваются предельным износом основных узлов тележки. При этом возникает актуальный вопрос оценки влияния различного технического состояния тележек вагонов на рельсовый путь и определение элементов ходовых частей, износ которых больше всего влияет на динамические качества подвижного состава.

Для выполнения этих исследований были доработаны существующие математические модели грузовых вагонов с целью обеспечения возможности моделирования изменения технического состояния тележек вследствие износа их основных элементов. Рассматривались вагоны со стандартными тележками (модель 18-100), а также с тележками, оборудованными элементами комплексной модернизации, при движении со скоростями от 40 до 120 км/ч по прямым участкам пути с неизношенными рельсами Р65. По результатам расчетов дана оценка степени влияния ряда показателей технического состояния тележек вагонов на их динамические качества и процессы взаимодействия с рельсовым путем. Установлено, что применение комплексной модернизации тележек модели 18-100 позволяет не только снизить интенсивность износа их элементов и узлов, но и уменьшить его негативное влияние на динамические качества вагона.

Среди рассмотренных показателей технического состояния тележек вагонов весомый вклад в ухудшение динамических качеств подвижного состава дает износ гребней колес. Показано, что увеличение межремонтных пробегов и ресурса колесных пар можно достичь за счет использования износостойких профилей колес ИТМ-73, ИТМ-73-01 и ИТМ-73-02.

При этом рациональное применение износостойких профилей поверхностей катания в тележках грузовых вагонов, оборудованных элементами комплексной модернизации, способно обеспечить увеличение межремонтных пробегов вагонов и полного ресурса колесных пар, что положительно повлияет на технико-экономические показатели работы отрасли.

Описание кинематики твердого тела в пространстве с применением аппарата кватернионных матриц

Харченко А. В.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

A system of four quaternionic matrices is given. The dependence of angular velocity components in moving and fixed axes are determined when using any set of three independent turns.

При решении сложных задач динамического проектирования технических систем различного назначения ведущую роль играет вычислительный эксперимент. Важными являются разработки отдельных этапов технологического цикла вычислительного эксперимента:

- построение математических моделей адекватных физическим процессам в технических системах;
- составление компактных вычислительных алгоритмов и соответствующих эффективных вычислительных программ, возможность их простой и быстрой верификации.

При изложении принципов симметрии в физике, в теории конечного поворота твердого тела, при решении задач динамики, навигации и управления ориентацией оказалось удобным применять алгебру кватернионов и гиперкомплексных чисел. В работе кватерниону сопоставляется квадратная (4×4)-матрица, называемая кватернионной, а также приводятся совокупности четырех кватернионных матриц, обладающих упорядоченной структурой:

$$A = \begin{pmatrix} a_0 & a_1 & a_2 & a_3 \\ -a_1 & a_0 & -a_3 & a_2 \\ -a_2 & a_3 & a_0 & -a_1 \\ -a_3 & -a_2 & a_1 & a_0 \end{pmatrix}, \quad {}^tA = \begin{pmatrix} a_0 & -a_1 & -a_2 & -a_3 \\ a_1 & a_0 & -a_3 & a_2 \\ a_2 & a_3 & a_0 & -a_1 \\ a_3 & -a_2 & a_1 & a_0 \end{pmatrix},$$

$${}^tA^t = \begin{pmatrix} a_0 & -a_1 & -a_2 & -a_3 \\ a_1 & a_0 & a_3 & -a_2 \\ a_2 & -a_3 & a_0 & a_1 \\ a_3 & a_2 & -a_1 & a_0 \end{pmatrix}, \quad A^t = \begin{pmatrix} a_0 & a_1 & a_2 & a_3 \\ -a_1 & a_0 & a_3 & -a_2 \\ -a_2 & -a_3 & a_0 & a_1 \\ -a_3 & a_2 & -a_1 & a_0 \end{pmatrix},$$

две из которых A , tA – эквивалентны кватерниону и две ${}^tA^t$, A^t – сопряженному кватерниону.

С помощью введенных матриц устанавливаются формулы преобразования координат произвольной точки в подвижной системе осей y_i и неподвижной x_i ($i=1,2,3$), начало которых совмещено, и обратно имеют вид:

$$x_0 = A \cdot {}^tA \cdot y_0, \quad y_0 = A^t \cdot {}^tA^t \cdot x_0,$$

где x_0, y_0 – матрицы-столбцы 4×1 координат точки в неподвижных и подвижных осях;

$A, {}^tA, {}^tA^t, A^t$ – кватернионные матрицы, сформированные по параметрам Родрига–Гамильтона a_j ($j=0,1,2,3$), характеризующие поворот подвижных осей относительно неподвижных.

Установлена зависимость кватернионных матриц $\Omega_y, {}^t\Omega_y, {}^t\Omega_y^t, \Omega_y^t$, составленных по компонентам угловой скорости в подвижных осях ω_{y_i} ($i=1,2,3$), и кватернионных матриц $\Omega_x, {}^t\Omega_x, {}^t\Omega_x^t, \Omega_x^t$, составленных по компонентам угловой скорости в неподвижных осях

$\omega_{ix} (i=1,2,3)$ через исходные кватернионные матрицы $A, {}^tA, {}^tA^t, A^t, \dot{A}, {}^t\dot{A}, {}^t\dot{A}^t, \dot{A}^t$, составленные по параметрам Родрига–Гамильтона $a_j (j=0,1,2,3)$ и их производным по времени $\dot{a}_j (j=0,1,2,3)$ соответственно:

$$\begin{aligned}\Omega_y &= 2 {}^tA^t \cdot \dot{A}, & {}^t\Omega_y &= 2A^t \cdot {}^t\dot{A}, & {}^t\Omega_y^t &= 2 {}^t\dot{A}^t \cdot A, & \Omega_y^t &= 2\dot{A}^t \cdot {}^tA; \\ \Omega_x &= 2\dot{A} \cdot {}^tA^t, & {}^t\Omega_x &= 2 {}^t\dot{A} \cdot A^t, & {}^t\Omega_x^t &= 2A \cdot {}^t\dot{A}^t, & \Omega_x^t &= 2 {}^tA \cdot \dot{A}^t.\end{aligned}$$

В частности, компоненты угловой скорости в подвижной и неподвижной системах отсчета могут быть представлены следующей матричной записью:

$$\omega_y = 2A^t \cdot \dot{a}, \quad \omega_x = 2A \cdot \dot{a} \quad \text{где} \quad \omega_y = \begin{Bmatrix} 0 \\ \omega_{1y} \\ \omega_{2y} \\ \omega_{3y} \end{Bmatrix}, \quad \omega_x = \begin{Bmatrix} 0 \\ \omega_{1x} \\ \omega_{2x} \\ \omega_{3x} \end{Bmatrix}, \quad \dot{a} = \begin{Bmatrix} \dot{a}_0 \\ \dot{a}_1 \\ \dot{a}_2 \\ \dot{a}_3 \end{Bmatrix}.$$

На основе введенных здесь кватернионных матриц предлагается алгоритм вывода зависимости компонент угловой скорости твердого тела в подвижной и неподвижной системах отсчета при использовании любой заданной совокупности трех независимых поворотов. При заданных параметрами Родрига–Гамильтона трех последовательных поворотах, искомые кватернионные матрицы будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned}{}^t\Omega_y &= 2(C^t \cdot {}^t\dot{C} + C^t \cdot B^t \cdot {}^t\dot{B} \cdot C + C^t \cdot B^t \cdot A^t \cdot {}^t\dot{A} \cdot {}^tB \cdot {}^tC), \\ {}^t\Omega_x &= 2({}^t\dot{A} \cdot A^t + {}^tA \cdot {}^t\dot{B} \cdot B^t \cdot A^t + {}^tA \cdot {}^tB \cdot {}^t\dot{C} \cdot C^t \cdot B^t \cdot A^t).\end{aligned}$$

Таким образом, в данной работе приводится алгоритм описания кинематики и нелинейной динамики в трехмерном пространстве ассиметричных твердых тел на основе применения совокупности четырех кватернионных матриц, позволяющий исключить значительное количество ошибок в силу отсутствия использования громоздких геометрических построений, а также простоты символьных преобразований.

Підвищення рівня комфорту пасажирських вагонів при використанні енергоефективних технологій

Хоменко І. Ю.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

The article is devoted to the double-generator power supply system which is created for the passenger railcars comfort level improvement. This system is much cheaper than the existing one and consumes less power for the same comfort level

За результатами аналізу сучасного стану пасажирських вагонів Укрзалізниці, їх систем життєзабезпечення, ефективності технічних рішень направлених на вдосконалення конструкції вагонних систем життєзабезпечення як в Україні, так і за кордоном зроблено висновок, що основним стримуючим фактором оснащення нових вагонів системами кондиціонування є висока ціна модернізації, що обумовлена використанням складного та дорогого привода генератора та системи енергозабезпечення.

Здешевити модернізацію в 4-5 разів можливо за умови використання двогенераторної незалежної системи енергозабезпечення вагона. На найближчу перспективу така схема поза конкуренцією у співвідношенні ціна-якість. Здешевлення двогенераторної схеми стало можливим завдяки появі більш економічного вагонного обладнання. Випробування дослідних зразків вагонів, модернізованих з використанням двогенераторної схеми підтвердили достатньо високу її ефективність. У цій системі додатковий генератор самостійно забезпечує жив-

ленням двигун компресора кондиціонера. Така схема у дослідному варіанті реалізована в Україні, має ряд переваг при модернізації і не порушує функціонування штатного вагонного обладнання.

Дослідження підвищення енергоефективності обладнання вагона проводилося у декількох напрямках:

а) використання кондиціонера з більш високим холодильним коефіцієнтом і відповідно меншим енергоспоживанням. Були порівняні характеристики як вітчизняних, так і зарубіжних кондиціонерів, а також їх вартість. За допомогою метода векторної оптимізації було визначено оптимальний діапазон енергоефективності обладнання для такого виду модернізації, яких знаходиться у межах 2,8...3,2.

б) зменшення часу роботи обладнання у неефективних режимах. Зокрема роботі кондиціонера від акумуляторних батарей. При такому режимі, що зазвичай використовується при малих швидкостях руху, кондиціонер працює з частковим навантаженням, потребує потужної батареї, яка в процесі «заряд-розряд» втрачає 30-40% електроенергії.

В зв'язку з цим досліджена можливість заміни неекономічного режиму роботи кондиціонера від акумуляторних батарей іншими, а саме:

- режимом роботи кондиціонера від генератора на малих швидкостях руху зі зменшенням холодопродуктивності холодильної машини.

- використанням для підтримки температурного режиму в вагоні акумуляторів холоду різних конструкцій.

Для об'єктивного порівняння різних способів підтримки температурного режиму в вагоні на малих швидкостях руху та під час зупинки було розроблено математичну модель.

Результати моделювання підтвердили конкурентоспроможність альтернативних енергозберігаючих способів підтримки температурного режиму в вагоні при двогенераторній схемі енергозабезпечення вагона.

Проведені дослідження сприяли вирішенню актуального науково-практичного завдання підвищення рівня комфорту пасажирських вагонів із використанням енергоефективних технологій. Застосування такої системи зменшує рівень загального енергоспоживання системами вагона в середньому на 25% при забезпеченні того ж рівня комфорту.

Об одном международном проекте

Сіупа А.

Pojazdy Szynowe PESA Bydgoszcz S.A.H., Zygmunta Augusta 11, 85-082 Bydgoszcz, Polska

It is shown the joint work of Ukrainian and Polish specialists in the creation of new types of rolling stock. The description of the railway production and of manufactured products on PESA Bydgoszcz SA.

Современный этап развития железнодорожного транспорта требует создания новых современных конструкций подвижного состава железных дорог с улучшенными технико-экономическими характеристиками, а также повышенными характеристиками надежности и безопасности в эксплуатации. Текущие и внеплановые ремонты подвижного состава приводят к значительным дополнительным материальным затратам, а дефекты его несущих конструкций, кроме того, существенно влияют на безопасность движения, т.к. могут привести к возникновению аварийных ситуаций.

Решение задачи по повышению безопасности и эксплуатационной надежности вновь проектируемых конструкций подвижного состава железных дорог невозможно без тесного сотрудничества заказчика и исполнителя. Примером такого сотрудничества, которое было начато в 2002 году, может служить совместная работа Польской фирмы Песа и Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта.

Работа на этапе проектирования специалистов ПЕСА, ДИИТа и ведущих научно-исследовательских центров Польши привела к тому, что уже в начале 2003 года первая единица подвижного состава производства АО ПЕСА – автомотриса для инспекционных поездов была поставлена в Украину. После проведения приёмочных испытаний она была сдана в эксплуатацию и безаварийно работает по настоящее время.

Основную трудность при проведении, как проектировочных работ, так и при проведении приёмочных испытаний представляло не соответствие требований нормативных документов действующих на Украине и в странах Евросоюза. Однако совместное применение современных методов оценки динамических и прочностных качеств конструкции при действии эксплуатационных нагрузок позволило создать подвижной состав удовлетворяющий требованиям обеих сторон.

Опыт, полученный при проектировании автомотрисы для инспекционных поездов, был использован при подготовке к производству и сдаче в эксплуатацию нового для Украины типа подвижного состава – рельсовых автобусов, поставка которых продолжалась до 2012 года.

Совместная работа польских и украинских специалистов в этом проекте во многом способствовала тому, что в настоящее время АО ПЕСА является одним из крупнейших в Европе производителей железнодорожной техники девиз которого – «Удовлетворение ожиданий заказчика и обеспечение самого высокого качества продукции».

Фирма ПЕСА сотрудничает с ведущими научно-исследовательскими центрами, но в основном использует собственные технические идеи и опыт, которые развивается за счет новых поколений транспортных средств. Наши проекты создаются в крупнейшем в Восточной Европе, отделе исследований и развития, в котором в настоящее время работает уже почти 300 конструкторов.

Электрические и дизельные поезда, локомотивы и трамваи производства фирмы ПЕСА поставляется во многие регионы Польши, а также за рубеж – Германию, Чехию, Италию, Казахстан, Россию. Действующие на ПЕСА самые высокие стандарты подтверждены престижными международными сертификатами – в том числе Q1 и IRIS 02 .

Визначення фрикційних властивостей гальмівних колодок на інерційному стенді

Шелейко Т. В., Єськов Д. І., Можейко А. Є.

ДП «УкрНДІВ»,

Action values determination technique of brake system friction pair coefficients on the inertial wheel dynamometer is offered. Features of the registered characteristics obtained during brake shoes testing with the inertial wheel dynamometer are shown.

В останні десятиліття на вантажних вагонах вітчизняного виробництва отримали широке застосування композиційні гальмівні колодки. Це пов'язано передусім з тим, що вони, у порівнянні з чавунними колодками, мають більш високий коефіцієнт тертя, а значить, потребують меншої сили натиснення, в декілька разів мають більш високий термін служби, меншу вагу і вартість і при цьому забезпечують безшумне і плавне гальмування. І хоча композиційні гальмівні колодки різко збільшують кількість теплових потоків, направлених у колесо, створюючи додаткові умови для появи пошкоджень термомеханічного походження і підвищених динамічних навантажень на колесо, доцільність їх застосування на вантажних вагонах не викликає ніяких сумнівів. При цьому важливого значення набувають питання стабільності фрикційних властивостей композиційного матеріалу, оскільки високі значення коефіцієнта тертя гальмівних колодок можуть привести до юзу в процесі гальмування, а низькі – до недостатньої гальмівної ефективності. Тому питання, пов'язані з визначенням дійсних коефіцієнтів тертя композиційних гальмівних колодок є актуальними.

Фрикційні властивості гальмівних колодок визначають на машинах тертя або на спеціальних стендах. Стенди для визначення дійсних коефіцієнтів тертя дозволяють проводити випробування на натурних зразках, що є кращим у порівнянні з машинами тертя. Одним з таких стендів є інерційний стенд, який дозволяє імітувати навантаження на гальмівну колодку в широких межах за допомогою інерційних дисків, а також проводити випробування за різних швидкостей руху на початку гальмування у сухих і вологих умовах, а також за підвищених температур. Натиснення колодки на колесо при цьому здійснюється пневматичним циліндром за допомогою стиснутого повітря, а гальмівне навантаження на колодку визначається вибором величини маси інерційних дисків, виходячи з осевого навантаження вагона.

Відповідно до СОУ МПП 45.060-258:2008 «Вагони вантажні. Колодки гальмівні композиційні. Загальні технічні вимоги», випробування проводяться для двох значень дійсної сили натиснення 10 кН і 20 кН у сухих і вологих умовах та за початкових температур колеса не нижче ніж 50 °С. Основними характеристиками, що підлягають вимірюванню, є лінійна швидкість обертання колеса, час від початку гальмування до повної зупинки колеса, миттєве значення сили натиснення, миттєве значення сили тертя, температура нагріву колеса. Миттєві значення коефіцієнта тертя визначаються як відношення миттєвих величин сили тертя до миттєвих величин сили натиснення.

Оскільки параметри, що реєструються під час стендових випробувань, є випадковими величинами, їх обробка вимагає застосування статистичних методів аналізу. Тому вся сукупність виміряних параметрів потребує розбиття на окремі масиви за фіксованими поточними лінійними швидкостями руху на початку гальмування з інтервалом 5 км/год, в якості початкової приймалась лінійна швидкість 20 км/год.

Алгоритм визначення середнього значення коефіцієнта тертя, його мінімальних і максимальних значень за i -ої швидкості складається з визначення середнього значення (математичного сподівання) і його стандартного відхилення. В якості статистичного закону розподілу сили натиснення колодки на колесо приймається нормальний закон розподілу.

Основні підходи у запобіганні пошкодженню колісних пар, застосовні у системах протизнозного захисту рухомого складу

Шелейко Т.В., Єськов Д.І., Жихарцев К.Л.

ДП «УкрНДІВ»

Antiskid protection systems which used on railway rolling stock are analyzed. Main approaches in the implementation of the protection of the wheel sets in the design process of antiskid devices are presented.

Тенденції розвитку пасажирського вагонобудування у напрямку підвищення швидкостей руху поїздів, висувають в одну з актуальних задач застосування ефективних та надійних гальмівних систем. Та якщо ефективність останніх передбачає необхідність у більш повному використанні допустимого у кожному конкретному випадку сили зчеплення коліс з рейками, то їх надійність і безпечність залізничного транспорту вимагають недопущення в експлуатації проковзування (юз) колісних пар рухомого складу, коли гальмівна сила перевищує цю саму силу зчеплення коліс.

Основною задачею будь-якої сучасної системи протизнозного захисту рухомого складу є забезпечення збереженості поверхні катання колісних пар під час усіх режимів гальмування за умови обов'язкового забезпечення безпечності руху поїздів, що, у свою чергу, забезпечується відповідністю фактичних вихідних параметрів гальмування (гальмівних шляхів і коефіцієнтів гальмівного натиснення) нормативним величинам для заданих умов (початкової швидкості, величини ухилу) незалежно від стану поверхні рейок, тобто умов зчеплення.

Основний принцип боротьби з юзом, що реалізується протियозним пристроєм у разі виявлення надлишкового проковзування колісних пар, передбачає зниження тиску в робочих гальмівних циліндрах за рахунок скидання стисненого повітря в атмосферу з відновленням величини тиску в гальмівних циліндрах до початкового значення у разі припинення руйнівного проковзування коліс.

Різні підходи, реалізовані в наведених пристроях, не змінюють сутність захисту від юза колісних пар, що в усіх випадках залишається пасивною і зводиться до зменшення тиску в робочому гальмівному циліндрі колісної пари, де виявлено надлишкове проковзування, з подальшим відновленням тиску до його початкового значення після припинення проковзування. При цьому за усіх режимів гальмування гальмівна сила, втрачена під час скидання і відновлення тиску в робочому гальмівному циліндрі відповідної колісної пари нічим не компенсується. Таким чином, така система захисту колісних пар транспортного засобу від початку є пасивною за визначенням і, як наслідок, у разі її спрацювання завжди відбувається збільшення довжини гальмівного шляху, що підтверджується результатами натурних випробувань.

Аби уникнути головного недоліку пасивної системи протियозного захисту вишуковуються можливості для скорочення гальмівного шляху у разі юзового гальмування. Одним із варіантів вирішення поставленої задачі є введення до алгоритму захисту компенсації втраченої гальмівної сили для скорочення довжини гальмівного шляху в умовах погіршеного зчеплення колісних пар з рейками до довжини гальмівного шляху, що реалізується на сухих рейках. Це гарантує безпечність руху на заданому рівні, оскільки виключає випадки пробігу платформи рухомих складом, а в умовах екстреного або аварійного гальмування дозволяє скоротити довжину гальмівного шляху до його довжини на сухих рейках, що суттєво підвищує безпечність транспортного засобу.

Аналіз конструкцій пристроїв і систем автоматичного розчеплення одиниць рухомого складу

Шелейко Т. В., Ніщенко О. Є., Федосов-Ніконов Д. І.

ДП «УкрНДІВ»

Design and operation principle of existing coupler releasing mechanisms of rolling stock units regarding the possibility of their use during dynamic tests of the brake system by the method of throwing were analyzed. Design and operation principle of the automatic coupler releasing mechanism of the research car with the subsequent shutdown of the end valve after decoupling of the research car during dynamic tests of the brake system by the method of throwing were investigated.

Найбільш повну і достовірну інформацію стосовно властивостей гальмівної системи рухомого складу та її характеристик можна отримати лише за результатами випробувань на натурних зразках в реальних умовах експлуатації. При цьому важливого значення набувають питання ефективного та якісного дослідження гальмівної системи несамохідної одиниці рухомого складу в процесі поїзних гальмівних випробувань з використанням методу кидання, коли розігнаний до заданої швидкості дослідний вагон необхідно відокремити від дослідного поїзда, надавши йому можливість зупинитися самостійно, без керування, під дією тільки своєї гальмівної сили, замість методу послідовних гальмувань, недоліком якого, крім тривалого часу проведення випробувань, є необхідність перерахування гальмівних характеристик дослідного зчепу на характеристики дослідного вагона, що зумовлює велику похибку вимірювань у визначенні гальмівного коефіцієнта.

Метод кидання є найбільш точним та достовірним з існуючих на сьогодні методів експериментального визначення гальмівного шляху та його застосування, крім згаданої роботи усього персоналу, що бере участь у випробуваннях, потребує використання більш

досконалого випробувального обладнання, зокрема, пристрою для автоматичного розчеплення автозчепу вагона-лабораторії з наступним перекриттям його кінцевого крана для запобігання витoku стисненого повітря з гальмівної системи після відокремлення дослідного вагона.

Проаналізовано конструкції та принципи дії існуючих пристроїв та систем для розчеплення одиниць рухомого складу з позиції їх можливого використання в процесі поїзних гальмівних випробувань за методом кидання. Недоліками існуючих пристроїв, поширених на даний час на залізничному транспорті, є, насамперед, стаціонарне розташування їх розчіпного механізму відносно залізничної колії, що не дозволяє використовувати їх під час руху вагонів на магістральних шляхах у момент, коли виникає в цьому потреба. Крім того, жоден з них не в змозі забезпечити автоматичного перекриття кінцевого крана після спрацювання розчепного механізму, що є важливим, коли необхідно забезпечити негальмування складу поїзда, що рухається.

Розглянуто конструкцію та принцип роботи пристрою для автоматичного розчеплення одиниць рухомого складу, створеного співробітниками Державного підприємства «Український науково-дослідний інститут вагонобудування», що використовується ними під час проведення поїзних гальмівних випробувань за методом кидання. Пристрій дозволяє здійснювати автоматичне розчеплення автозчепу під час руху вагонів та перекриття кінцевого крана вагона-лабораторії після спрацювання розчіпного механізму, забезпечуючи тим самим негальмування складу поїзда, що рухається.

Алфавитный указатель

B

Bauer 54

K

Kalivoda 54

Kurhan D. M. 74

V

Volkova V. E. 34

A

Аксёничков А. А. 9

Акулов А. С. 10, 11, 105

Алдюхов В. А. 56

Андреев О. А. 12

Андреева М. В. 12

Андрейко И. М. 13, 14

Арбузов М. А. 15, 16

Афанаськов П. М. 106

Б

Бабаев А. М. 18

Бабаев А. М. 89

Бабенко А. И. 17

Байдак С. Ю. 72

Баль О. М. 19, 21

Барановский Д. М. 87

Бобирь Д. В. 79

Боднар Б. Є. 22, 23

Болдырев А. П. 56

Болжеларский Я. В. 24, 25

Болотов А. Н. 42

Бондарев О. Ф. 70

Бондаренко И. О. 26

Бондарев О. М. 27, 41

Бондарев О. О. 27

Бороненко Ю. П. 28

Бубнов В. М. 29

Булат А. Ф. 30

Бурцев М. О. 98

Бурылов С. В. 47

Бурылова Н. В. 31

B

Вакуленко И. О. 32

Вамболь С. А. 33

Викторова Е. А. 46

Вислогузов В. Т. 49

Войновский М. Г. 56

Волошин А. И. 30

Ворожун И. А. 35

Воропай В. А. 87

Ворошилов А. С. 47

G

Гайворонский О. А. 36

Гаркави Н. Я. 37, 42

Гернич Н. В. 60

Глухов В. В. 37

Говоруха В. В. 30, 38, 39, 40

Горобец Д. В. 108

Горобец Е. В. 88

Горобец В. Л. 41

Грановский Р. Б. 42

Григорашвили Т. Д. 43

Грищенко М. А. 32

G

Гербер 63

D

Даніленко Е. І. 44

Даценко В. М. 45

Демчук Р. Н. 46

Джус В. С. 25

Джус О. В. 25

Дзензерский В. А. 47, 48

Донев А. А. 102

Дуганов А. Г. 49

E

Епов В. П. 49

Ж

Железнов К. И.....	10, 11
Жижко В. В.	
Жижко К. В	
Журавский В. Н.	81

З

Заворотный А. В.	35
Зайцев А. Н.	52, 65
Зеленько Ю. В.	53
Зимакова М. В.	109, 110

К

Калашник В. А.	104
Капіца М. І.	22
Карпенко В. В.	37, 42
Кебал И. Ю.	55, 102
Кеглин Б. Г.	56
Кельріх М. Б.	57
Кирильчук О. А.	49, 58, 100
Кислий Д. М.	22, 59
Клапатюк А. В.	36
Клименко И. В.	60
Клюшник І. А.	23
Коваленко В. В.	61
Ковальчук В. В.	63
Ковальчук О. Б.	62
Ковтун П. В.	82
Колосков В. Ю.	64
Комаров С. В.	52, 65
Коновалов Е. Н.	66
Коренюк Р. О.	23
Костенко Ю. О.	67
Кострица С. А.	68, 69
Красильников В. М.	70
Красильников М. В.	70
Кудашко І. І.	71
Кузишин А. Я.	71
Кузнецова Т. И.	48
Курган Д. М.	73
Курган М. Б.	72, 73

Л

Лапина Л. Г.	75
Лапушкин А. С.	82
Лесничий В. С.	96
Лужицкий О. Ф.	72, 73

М

Макаров Ю. О.	76
Маркуль Р. В.	92
Мartiнов І. Е.	77
Мартишевський М. І.	59, 79
Матвецов В. И.	81, 82
Мельник О. О.	104
Мищенко И. В.	33
Міщенко А. А.	86
Молчанов С. Ю.	69
Мурадян Л. А.	84, 86, 89
Мурашова Н. Г.	55
Муха В. П.	42
Мямлин С. В.	87, 88, 89, 91
Мямлин С. С.	102

Н

Набоченко О. С.	63
Настечик М. П.	92
Науменко Н. Е.	93
Недужа Л. О.	53
Новогрудский Л. С.	94, 95

О

Оправхата Н. Я.	94, 95
Орлова А. М.	96
Осташ О. П.	13, 14
Очкасов О. Б.	23

П

Патласов А. М.	97, 98
Патласов Е. А.	98
Патласов Є. О.	17
Патласов О. М.	16, 98
Перешивайлов С. В.	77
Перцевой А. К.	37
Петров А. А.	109, 110
Пигунов А. В.	106
Подосьонов Д. А.	100
Позняков В. Д.	36
Поляков В. А.	101
Пройдак С. В.	32
Пулария А. Л.	102
Пуларія А. Л.	89
Путятю А. В.	66

Р

Радченко Н. А.	48
Ревякин В. В.	103
Рейдемейстер А. Г.	100, 104

С

Савицький В. В.	92
Савченко К. Б.	105
Сенько В. И.	106
Сирота С. А.	108
Сисин М. П.	63
Сіора О. С.	104
Скосарь В. Ю.	47
Скрипник Ю. Д.	95
Смирнов А. С.	107
Соболевская М. Б.	108
Сороколiт А. В.	67
Степченкова К. С.	12
Сулим А. О.	104
Султан А. В.	69

Т

Теличко И. Б.	108
Токарев С. О.	16
Третьяков А. В.	109, 110
Третьяков О. А.	110
Труфанова А. В.	77

У

Урсуляк Л. В.	10, 91
--------------------	--------

Ф

Фёдоров Е. Ф.	37, 42
Филиппова И. О.	28
Фомін О. В.	57

Х

Харченко А. В.	113
Хачапуридзе Н. М.	48, 101
Хижа И. Ю.	93
Хозя П. О.	104

Ц

Цивка Н. А.	10
------------------	----

Ч

Чабанюк Е. В.	10, 11
--------------------	--------

Ш

Шапошник В. Ю.	86, 89, 104
Шатунова Д. А.	58
Швец А. А.	10, 11
Шикунов А. А.	104
Шимановский А. О.	35

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
имені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ)

Інститут технічної механіки Національної академії наук України
і Державного космічного агенства України

ТОВ «НВП «УКРТРАНСАКАД»

Тези доповідей

XIV Міжнародної конференції

ПРОБЛЕМИ МЕХАНІКИ

ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу, енергозбереження

Комп'ютерне оформлення:

Клименко І. В.

Оригінал-макет виготовлено в ДНУЗТ