

М І Н І С Т Е Р С Т В О Т Р А Н С П О Р Т У У К Р А Ї Н И
М И Н И С Т Е Р С Т В О Т Р А Н С П О Р Т А У К Р А И Н Ы
M I N I S T R Y O F T R A N S P O R T O F U K R A I N E

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

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

С Х І Д Н И Й Н А У К О В И Й Ц Е Н Т Р Т Р А Н С П О Р Т Н О Ї А К А Д Е М І Ї У К Р А Ї Н И
В О С Т О Ч Н Ы Й Н А У Ч Н Ы Й Ц Е Н Т Р Т Р А Н С П О Р Т Н О Й А К А Д Е М И И У К Р А И Н Ы
EASTERN SCIENTIFIC CENTRE OF THE TRANSPORT ACADEMY OF UKRAINE

**ХІІ Міжнародна конференція
ПРОБЛЕМИ МЕХАНІКИ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження
ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ**

**ХІІ Международная конференция
ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

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

**12th International Conference
PROBLEMS OF THE RAILWAY
TRANSPORT MECHANICS**

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

Дніпропетровськ
2008

**КОНФЕРЕНЦИЯ ПОСВЯЩАЕТСЯ
80-летию УНИВЕРСИТЕТА,
100-летию СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ В. А. ЛАЗАРЯНА,
50-летию ОНИЛ ДППС**

П68
УДК 625.1/5

Редакционная коллегия:

Е.П.Блохин (гл. редактор)
И.Г.Барбас
В.Ф.Ушкалов
М.Л.Коротенко
В.В.Рыбкин
С.А.Кострица
О.М.Маркова

Editorial Board

Ye.P.Blokhin (Editor-in-Chief)
I.G.Barbas
V.F.Ushkalov
M.L.Korotenko
V.V. Rybkin
S.A. Kostritsa
O.M.Markova

Адрес редакционной коллегии:

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

П68

Проблемы механики железнодорожного транспорта: Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергоснабжение. XII Международная конференция. Тезисы докладов. – Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2008. – 191 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.

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

Уважаемые коллеги!



Отдаленные одна от другой десятилетиями, они оказались не всегда равноценными, но тесно связанными со становлением и развитием ДИИТ'а, его историей и преобразованием в национальный университет железнодорожного транспорта Украины.



Инициатива создания ДИИТ'а в 1930 году, руководство строительством ныне чудесного университетского городка-парка с его учебными и спортивными корпусами, стадионами и общежитиями, домами для сотрудников, больницей, котельной и другой инфраструктурой, организация факультетов, кафедр, лабораторий, привлечение квалифицированных научных и педагогических кадров принадлежат выдающемуся организатору Никандру Михайловичу Федиченко, который был удостоен за это самой высокой в те годы правительственной награды. Всего за несколько лет первому начальнику ДИИТ'а удалось сплотить коллектив, нацелить его на решение важнейшей государственной задачи – подготовке кадров для железнодорожного транспорта и заложить традиции, которые станут называть диитовскими.

В период Великой Отечественной войны Н. М. Федиченко был одним из руководителей ЦНИИ МПС, начальником Московского электро-механического института железнодорожного транспорта (МЭМИИТ), а позже – начальником Новосибирского института путей сообщения. Н. М. Федиченко был почетным членом Ученого совета ДИИТ'а. Его заслуги как основателя ДИИТ'а столь велики, что мы и грядущее поколение диитовцев не должны забывать его имя.

В 1941 году, накануне войны, начальником ДИИТ'а назначают молодого, 32-летнего доктора технических наук, заведующего кафедрой строительной механики Всеволода Арутюновича Лазаряна. Семнадцать лет этот талантливый ученый, педагог и организатор науки умело руководил институтом.

Эвакуация в Новосибирск и реэвакуация ДИИТ'а, послевоенное восстановление института и дальнейшее его строительство, открытие новых учебных специальностей, новых кафедр, лабораторий и факультетов, создание известных научных школ легли на плечи профессора В. А. Лазаряна. При нем ДИИТ становится третьим по значимости (после Ленинградского и Московского институтов) среди железнодорожных вузов СССР. Вот почему наш университет, улица, на которой он расположен, и кафедра, которой он 34 года заведывал, носят имя академика В. А. Лазаряна – лауреата Государственной премии и премии имени академика Динника, Заслуженного деятеля науки и техники, Ученого с мировым именем.

Последние 10 лет Всеволод Арутюнович руководил Днепропетровским отделением института механики Академии наук Украины (АНУ), который че-

рез месяц после его кончины получил статус Института технической механики АНУ. До конца жизни профессор В. А. Лазарян читал лекции студентам ДИИТ'а разных специальностей, руководил аспирантами и докторантами.

С именем В. А. Лазаряна связано и создание по его инициативе 50 лет назад Отраслевой лаборатории динамики и прочности подвижного состава железных дорог, которая стала одним из ведущих научных подразделений института и вокруг которой сконцентрировалась научно-исследовательская деятельность многих кафедр. Высокий научный уровень исследований, практическое применение их результатов позволили не только решать актуальные для железных дорог задачи в области механики, но и готовить совместно с кафедрой строительной механики научно-педагогические кадры и для других кафедр ДИИТ'а, а также других высших учебных заведений и промышленности. Только для нужд университета здесь подготовлено 9 докторов наук, 56 кандидатов наук, 17 заведующих кафедрами и доцентов для 14 кафедр университета.

Особенности последних лет заставили уменьшить штат лаборатории и больше уделить внимание участию в разработке и испытаниям нового подвижного состава, его модернизации, расширять международные контакты на условиях хозяйственных договоров (Иран, Литва, Польша, США). Тесное научное сотрудничество лаборатории и кафедры строительной механики с другими научными и учебными заведениями страны, техническими университетами многих стран позволяют нам совместно с Институтом технической механики Национальной академии наук Украины раз в 4 года организовывать на базе нашего университета Международные конференции по проблемам железнодорожного транспорта, в работе которых принимают участие представители многих стран.

Профессор Е. Блохин,

д-р техн. наук, Лауреат государственной премии и премии имени академика Динника, Заслуженный работник высшей школы, научный руководитель Отраслевой научно-исследовательской лаборатории, заведующий кафедрой строительной механики.

СОДЕРЖАНИЕ

		Стр.
1.	Александров М.Д., Жарова Е.А. Совершенствование системы технического обслуживания и ремонта вагонов	20
2.	Альжанов Б.Б. Оценка эффективности использования электровозов ВЛ80 ^с на базе тягово-энергетического паспорта.....	21
3.	Артамонов Е. И. Исследование особенностей износа и обзор конструкций фрикционных клиньев для выбора их рациональной конфигурации	22
4.	Артемчук В.В. Міцність з'єднання деталей з гарантованим натягом відновлених шаровими покриттями.....	23
5.	Бабаев А.М., Даныш П.Д. Анализ схем подвешивания тормозных колодок грузовых вагонов с осевой нагрузкой 245 кН.....	24
6.	Баб'як М.О. Модель роботи механізму пантографа електровоза як механічної системи з пневматичним приводом.....	25
7.	Барбас И.Г., Бойко П.П. Результаты статических испытаний мостового перегружателя на железнодорожном ходу в условиях эксплуатации.....	26
8.	Барбас И.Г., Даценко В.Н., Дзичковский Е.М., Кривчиков А.Е., Мисюра А.А., Федоров Е.Ф. Исследование влияния модернизации по технологии «А.Стаки» тележек платформ с базой 14720 мм для перевозки крупнотоннажных контейнеров и универсальных платформ с базой 9720 мм	27
9.	Jan Bartak, Michael Schwerdtfeger (Ян Бартак, Михаэль Швердфегер). Improving operating performance through modern training solutions	28
10.	Блохин Е. П., Бондарев А.М., Горобец В.Л., Зайцев В.А., Пилипенко С.В. Исследования выносливости основных несущих конструкций электровоза ВЛ-8 при продлении срока его эксплуатации	29
11.	Блохин Е.П., Евдомах Г.В., Михайленко В.М., Железнов К.И., Глухов В.В., Гаркави Н.Я. Устройство автоматического торможения поезда при сходе пассажирского вагона с рельсов.....	30
12.	Блохин Е.П., Лоза П.А., Железнов К.И., Урсуляк Л.В., Глухов В.В., Бабакова О.В. Тренажер машиниста как средство обеспечения безопасности движения поездов и экономии электроэнергии	31
13.	Блохин Е.П., Корниенко В.В., Пшинько А.Н., Скалозуб В.В. Современные проблемы вождения поездов в условиях оптового рынка электроэнергии.....	32
14.	Блохин Е.П., Коротенко М.Л., Грановский Р.Б., Клименко И.В., Кострица С.А., Гаркави Н.Я., Федоров Е.Ф. К оценке устойчивости движения четырехосных полувагонов с колесами, имеющими разные типы профиля и разную степень износа.	33
15.	Блохин Е.П., Коротенко М.Л., Лашко А.Д. К вопросу определения допускаемых скоростей движения грузовых вагонов	34
16.	Бобылькова Е.А. Уточнение расчета динамических нагрузок пятникового узла грузового вагона.....	35
17.	Богомаз Е. Г., Горобец Д. В., Мигур В. В. Анализ эффективности работы существующих поглощающих аппаратов пассажирских вагонов	36
18.	Боднар Б.Є., Очкасов О.Б. Використання інформації бортових систем діагностування з метою прогнозування зміни технічного стану вузлів локомотива	37
19.	Боднар Є.Б. Визначення залежності витрат на ремонт від параметрів системи утримування локомотивів	38

20.	Боднарь Б.Е., Красильников В.Н., Красильников М.В. Аппаратно-программный комплекс испытаний маневровых тепловозов с электронным управлением	39
21.	Бондарев А.М. Экспериментальное определение нагруженности элементов тягового привода локомотива	40
22.	Бондарев А.М., Горобец В.Л., Грановский Р.Б., Гаркави Н.Я., Заболотный А.Н., Ягода Д.А., Федоров Е.Ф., Чистяк В.Г. Динамические показатели локомотивов (ТЭП150, ТЭП 70, ЧС2) с предельно изношенными бандажами, проточенными по профилю фирмы «МИНТЕК».....	41
23.	Бондаренко І. О., Курган Д.М. Вплив стану залізничної ділянки і структури поїздопотоків на життєвий цикл колії	42
24.	Бороненко Ю.П. Оценка пределов увеличения грузоподъемности вагонов и возможных путей их достижения	43
25.	Брынза А.А., Петерин А.П. К вопросу о расчете балок, лежащих на упругом основании.....	44
26.	Бубнов В.М., Мямлин С.В., Андриющенко Н.Л. Оценка прочности вагона-платформы под действием эксплуатационных нагрузок.....	45
27.	Бубнов В.М., Мямлин С.В., Приходько М.В. Особенности прочностных расчетов вагона для перевозки автомобилей и пакетированных грузов.....	46
28.	Бубнов В.М., Никитченко А.А., Богомаз Г.И., Науменко Н.Е., Хижа И.Ю. Оценка силовых характеристик фрикционно-полимерного поглощающего аппарата класса Т1	47
29.	Буров В.С., Недужа Л.О., Касян-Шайнський С.М. Вплив випадкових нерівностей шляхової структури на динамічні якості вагона із застосуванням електромагнітів	48
30.	Быков В.А., Коссов В.С., Березин В.В., Чаркин В.А. Влияние действия продольных ударных сил в поезде на устойчивость порожних вагонов.....	49
31.	Paul S. Wike. About ICG Motion Control Truck with 25 ton Axle Load (О тележке ICG Motion Control с нагрузкой на ось 25 тс).....	50
32.	Гарипов Д.С., Кудюров Л.В., Федоров В.В. О развитии "ползуна" на поверхности катания колеса с учетом упругих сил подвески и вертикальной неровности рельса.....	51
33.	Гаркави Н.Я. Особенности приемки подвижного состава зарубежного изготовления в части вписывания в габарит по ГОСТ 9236-83.....	52
34.	Гориченко С. Ф., Чернин Р. И. Повышение эксплуатационной надежности прессовых соединений	53
35.	Горобец В.Л. Модели выносливости, основанные на критериях истощения показателей наработки несущих конструкций	54
36.	Давидович В.В., Луценко І.С, Мартишевський М.І., Токмаков В.А. «ХАДО-технології®»: перспективи впровадження інноваційного проекту в ремонтному виробництві	55
37.	Давидович В.В., Луценко І.С, Мартишевський М.І., Токмаков В.А. «ХАДО-технології®»: перспективи впровадження сучасного інноваційного проекту	56
38.	Дайлидка С. Основные направления модернизации и развития хозяйства пассажирских перевозок литовских железных дорог.....	57
39.	Демин К. П., Даниленко Д. В. Расчетно-экспериментальная оценка прочности котла перспективного вагона-цистерны.....	58
40.	Дзензерский В.А., Губа Т.Л., Кузнецова Т.И., Радченко Н.А., Филоненко Л.А., Хачапуридзе Н.М. Колебания и устойчивость ускоренного движения электродинамического транспортного средства	59

41.	Дзензерский В.А., Дзензерский Д.В., Сиренко М.В., Лесничий В.Н., Бурылов С.В., Скосарь В.Ю., Буряк А.А. Автоматизированный производственный комплекс для формирования аккумуляторных батарей при их поточном производстве	60
42.	Донской А.Л. Интеллектуальное микропроцессорное оборудование для тягового подвижного состава железных дорог	61
43.	Ефимов В.П. Новые грузовые тележки на колею 1520 мм	62
44.	Жарова Е.А. Обоснование вариантов продления специализированных вагонов-платформ.....	63
45.	Ищенко В.А., Шаптала М.В., Ведмедева Я. Расчет термических напряжений железнодорожных колес.....	64
46.	Капіца М.І. Організація раціональної системи утримування тепловозів серії ТГМ4 на прикладі ВАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»	65
47.	Карпенко В. В., Ковалев А. Е., Гутниченко А.А. Вибродиагностические исследования тяговых электродвигателей подвижного состава	66
48.	Карпенко В.В., Сбитнев В.И., Шарлай В.М. О сертификационных испытаниях тягового электрооборудования в Украине	67
49.	Кеглин Б. Г., Болдырев А.П., Шлюшенков А.П., Гуров А.М., Фатьков Э.А. Разработка, исследование и внедрение новых поглощающих аппаратов для грузовых вагонов	68
50.	Келлер А. Argos, индикация состояния безопасности, нестабильности и шумов	69
51.	Кобищанов В.В., Антипин Д.Я. Оценка влияния работоспособности поглощающего аппарата автосцепного устройства на несущую способность рамы вагона-цистерны	70
52.	Ковтун Е.Н., Малый В.В., Маркова О.М. Оценка динамических характеристик вагонов-цистерн с разным уровнем недолива	71
53.	Коломникова О.С. Определение параметров системы «груз – упаковочная тара – вагон», обеспечивающих сохранность груза при ударе	72
54.	Корженевич І. П., Торопов Б. І. Вирішення гальмівної задачі в гірських умовах Грузії.....	73
55.	Корженевич І. П., Торопов Б. І., Арсонов В. В. Оцінка можливості підвищення швидкості пасажирських поїздів.....	74
56.	Корольков Е.П., Дмитрусенко Н.С. О коэффициенте сцепления	75
57.	Коротенко М.Л., Блохин Е.П., Панасенко В.Я., Клименко И.В., Грановский Р.Б., Федоров Е.Ф. Стенд для исследования силы трения в скольжениях тележки грузового вагона.....	76
58.	Коротенко М.Л., Грановская Н.И., Грановский Р.Б., Клименко И.В., Федоров Е.Ф. О возможности улучшения динамических качеств грузовых полувагонов с использованием упруго-фрикционных скользунов	77
59.	Коротенко М.Л., Чистяк В.Г., Грановская Н.И., Грановский Р.Б., Клименко И.В., Гаркави Н.Я., Федоров Е.Ф. Влияние на устойчивость движения электровоза ДСЗ использования профиля МИНТЕК	78
60.	Коссов В.С., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Сравнительная оценка динамических качеств грузового вагона с тележками различной конструкции	79
61.	Кострица С.А., Мямлин С.В., Султан А.В., Дайлидка С. Результаты прочностных испытаний тепловоза ER20 для Литовских железных дорог	80
62.	Кострица С.А., Султан А.В., Циюпа А. Оценка прочности модернизированного рельсового автобуса 620Mc предназначенного для эксплуатации на железных дорогах Украины.....	81

63.	Костриця С.А., Шамлов Д.Ю. Вибір виду розрахункової схеми для оцінки міцності конструкцій типу балочного ростверку	82
64.	Кравец В.В., Кравец Т.В., Харченко А.В. Усовершенствование метода вычисления матрицы инерции колесной пары с учетом технологических допусков на изготовление	83
65.	Кузин С.Н. Юрцевич И.В. Использование автоколебательного стенда для ускоренных ресурсных испытаний длиннобазных вагонов в условиях вагоностроительного завода	84
66.	Кузьмин А.Б., Красюков Н.Ф., Протопопов А.Л. Моделирование напряженно-деформированного состояния корпуса автосцепки СА-4	85
67.	Куліченко А.Я. Зміцнення поверхневого шару циліндричних деталей механізмів засобів транспорту обробкою інструментом з гнучкими робочими елементами	86
68.	Курган М. Б., Заяц М. А. Вплив співвідношення швидкостей руху вантажних і пасажирських поїздів на визначення параметрів кривих	87
69.	Курган М.Б., Корженевич І.П., Заяц М.А. Перерозподіл перевезень між паралельними ходами з урахуванням впливу поїздопотoku на залізничну колію	88
70.	Курган М.Б., Сенченко Т.А., Мойсеєнко К.В. Положення суміжних стрілочних переводів у плані	89
71.	Курган М. Б., Чернишова. О. С. Фактори, що впливають на першочерговість усунення обмежень швидкості руху поїздів, пов'язаних зі станом залізничної колії	90
72.	Лашко А.Д., Ушкалов В.Ф., Пасичник С.С. Перспективы комплексной модернизации тележек грузовых вагонов	91
73.	Левинзон А.М., Тихов М.С., Ромен Ю.С. Экспериментальные методы установления условий обращения подвижного состава	92
74.	Левит Г.М, Варава В.И, Мамонтов С.В. Демпферы подвижного состава и методы их контроля	93
75.	Левит Г.М, Варава В.И, Мамонтов С.В. Закономерности демпфирования влияния кузова пассажирского вагона	94
76.	Левит Г.М, Варава В.И, Мамонтов С.В. Закономерности демпфирования отбоя и качки кузова	95
77.	Левит Г.М, Варава В.И., Мамонтов С.В. Оценка характеристик диссипации в подвесе грузового вагона	96
78.	Ляпшин К.Н., Вучетич И.И., Клоков А.В., Балцкарс П.Я. Применение методов идентификации для оценки параметров изгибных колебаний кузовов вагонов	97
79.	Манашкин Л.А., Мямлин С.В. Особенности математического моделирования колесной пары в задачах динамики рельсовых экипажей	98
80.	Манашкин Л.А., Мямлин С.В. Оценка силы ударного взаимодействия колеса и рельса на стыке двух рельсов	100
81.	Manashkin A., Pismenniy Ye., Zhyzhko V. Mathematical modeling of pneumatic absorbers	102
82.	Мартишевський М. І. Моніторинг функціональних параметрів механічних систем у динаміці їх зміни	103
83.	Махутов Н.А., Коссов В.С., Оганьян Э.С., Красюков Н.Ф. Повышение прочности, ресурса и безопасности эксплуатации несущих конструкций железнодорожного подвижного состава	104
84.	Мельничук В. О., Пшінько О. М., Савчук О. М. Проблема підвищення швидкості вантажних поїздів	105

85.	Мойсеєнко К.В. Напружено-деформований стан суміжних стрілочних переводів проекту 1740, що укладені за першою схемою без прямої вставки між ними, за умови прямування поїздів по бічних напрямках обох стрілочних переводів	106
86.	Мурадян Л.А., Мищенко А.А. Испытания новых образцов вагонной техники в опытных маршрутах	107
87.	Мямлин С.В., Бубнов В.М., Лавренко Д.Т. Изучение напряженного состояния основных несущих элементов вагонов-цистерн	108
88.	Мямлин С.В., Грановский Р.Б., Гаркави Н.Я, Федоров Е.Ф., Дайлидка С. Результаты ходовых динамических приемочных испытаний тепловоза ER20 производства фирмы SIEMENS	110
89.	Мямлин С.В., Панасенко В.Я., Клименко И.В., Михайлов В.С. Усовершенствование конструкции моечной машины для очистки колесной пары	111
90.	Набоченко О.С., Сисин М.П., Уманов М.І., Гришечкін С.А. Оцінка якості ущільнення баластного шару за допомогою спектрального аналізу його імпульсного відклику	112
91.	Настечик М.П., Сисин М.П., Чорноволенко О., Набоченко О.С., Арбузов М.А., Губар О.В. Техніко-економічне обґрунтування можливості використання колії на залізобетонних шпалах у кривих радіусом менше 350 м	113
92.	Недбайло В.Н., Федоров В.В. Эффективность смазывания контакта гребень колеса – боковая поверхность головки рельса твердым смазочным материалом на основе $MeSe_2$	114
93.	Неклюдов А.А., Павлюков А.Э. Разработка демпфирующей системы для защиты специальных грузов при перевозке открытым подвижным составом	115
94.	Новогрудський Л.С., Оправхата М.Я., Зайцева Л.В. Про вплив електричного струму на механічні характеристики рейкової сталі	116
95.	Орлова А.М. Иерархически-итерационный метод выбора параметров силовых характеристик и конструктивных решений подвешивания тележек грузовых вагонов, интегрированный в комплексную методику проектирования ходовых частей	117
96.	Орлова А.М., Лесничий В.С., Артамонов Е.И. Исследование влияния состояния тележек грузовых вагонов на боковой износ гребней колес по результатам математического моделирования и обследования вагонов в эксплуатации	118
97.	Орлова А.М., Лесничий В.С., Харитонов Б.В. Техничко-економическое обоснование применения комплексной модернизации ходовых частей грузовых вагонов с установкой износостойких элементов компании А. Стаки и Амстед Рейл	119
98.	Панасенко В.Я. Совершенствование конструкции буксового узла тележки грузового вагона	120
99.	Панасенко В.Я., Гаркави Н.Я., Клименко И.В. К вопросу подреза гребней колесных пар	121
100.	Пасичник С.С. Подбельников И.В., Рухлов И.В. Особенности эксплуатации и ремонта комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов	122
101.	Патласов А.М. Оценка состояния железнодорожного пути в плане в кривых малого радиуса	123
102.	Поляков В.А., Хачапуридзе Н.М. Диакоптическая методика исследования движения магнитолевитирующего поезда	124

103.	Приходько В.И., Мямлин С.В. Моделирование пространственных колебаний железнодорожных экипажей с использованием программы DYNRAIL	125
104.	Приходько В. И., Мямлин С.В., Ягода П.А., Подлубный В.Ю. Исследование прочностных свойств кузова пассажирского вагона	126
105.	Пулария А.Л., Анофриев В.Г., Гричаный Н.А., Дедаева Т.И., Ягода Д.А., Ягода П.А. Разработка мероприятий по усилению повреждённых элементов рамы кузова пассажирского вагона.....	128
106.	Путятю А. В., Белогуб В. В. К вопросу силового нагружения при расчетах кузовов вагонов, транспортирующих сыпучие и навалочные грузы.....	129
107.	Путятю А.В., Шимановский А.О. Моделирование нагруженности элементов конструкции цистерн	130
108.	Пшинько А.Н., Блохин Е.П., Богомаз Г.И., Науменко Н.Е. Оценка влияния схем формирования неоднородных по перевозимому грузу поездов на динамическую нагруженность экипажей при переходных режимах движения	131
109.	Пюнненен В.Л., Третьяков А.В. Исследование динамической нагруженности вагона метрополитена 81 серии	132
110.	Ракша С.В. Весовая оптимизация изгибаемых тонкостенных стержней открытого профиля	133
111.	Распопов О.С, Русу С.П., Артьомов В.Є. Дослідження динамічної роботи металевої прогонової будови моста під впливом рухомого навантаження	134
112.	Рудакова Е.А., Орлова А.М. Исследование динамических качеств сочлененного вагона-платформы на математических моделях.....	135
113.	Рибкін В.В., Арбузов М.А., Ковтун П.В. Визначення впливу рухомого складу на залишкові напруження рейкових плітей безстикової колії магнітним методом	136
114.	Рибкін В. В., Баль О. М. Встановлення періодичності перевірок стану рейок засобами дефектоскопії	137
115.	Савчук О.М., Рейдемейстер А.Г., Савченко К.Б., Шикунев А.А. Теоретические исследования контактного воздействия на рельс колес с различными профилями поверхности катания.....	138
116.	Сафроненко А.А. Структурный синтез железнодорожных станций	139
117.	Сенько В. И., Гурский Е. П. Прогнозирование рабочего парка грузовых вагонов	140
118.	Сенько В. И., Чернин И. Л. Эффективные мероприятия повышения безопасности движения по состоянию буксовых узлов колёсных пар	141
119.	Сенько В. И., Чернин И. Л., Путятю А. В., Пигунов А. В. К вопросу пополнения рабочего парка платформ для перевозки лесных грузов	142
120.	Сирин А.В. Карташев В.В. Математическое моделирование процесса упрочнения литых деталей грузового вагона методом пластической деформации	143
121.	Сирин А.В., Ляшенко С.Е. Математическое моделирование нагрузок действующих на несущие элементы вагона в процессе торможения.....	144
122.	Сирота С.А., Горобец Д.В., Клык Ю.А. Средства пассивной защиты железнодорожных экипажей при аварийных ситуациях.....	145
123.	Сисин М.П, Набоченко О.С. Моделювання роботи безстикової колії у поперечному напрямку під дією поздовжніх температурних сил.....	146
124.	Соболевская М.Б., Сирота С.А., Хрущ И.К., Горобец Д.В. Анализ нагруженности элементов железнодорожных экипажей, оборудованных	

	средствами пассивной защиты, при эксплуатационных и аварийных воздействиях	147
125.	Старченко В.Н. Повышение эффективности торможения рельсового подвижного состава применением фрикционных С-С композитов.....	148
126.	Старченко В.Н., Кузнецова М.Н. Исследование теплофизических параметров фрикционных С-С композитов для тормозных устройств транспортных средств	149
127.	Стрижало В.А., Ушкалов В.Ф., Земцов М.П., Родичев Ю.М., Бодунов В.Е. Оценка предельной температуры хрупкости полиуретана для блоков скользунов ISB-12С и накладок на клинья	150
128.	Султан А. В., Товт Б. Н. Исследование усталостной прочности рамы тележки электровоза ДСЗ методом конечно-элементного моделирования	151
129.	Тартаковский Е.Д., Агулов А.Ф., Фалендыш А.П., Басов А.В., Бондаренко Е.В. Повышение экономических показателей тепловозов за счет использования электронных регуляторов дизелей	152
130.	Татуревич А.П., Татуревич А.А., Евдомах Г.В., Талоха Е.И. К вопросу устройства норм и допусков в содержании колесных пар и рельсовой колеи в части наклона 1/20	153
131.	Тихов М. С., Ромен Ю. С. Методика проведения комплексных испытаний подвижного состава для установления скоростей движения	154
132.	Третьяков А.В., Борисов С.В., Пюнненен В.Л. Результаты работы по оценке остаточного ресурса и продлению срока службы вагонов Санкт-Петербургского метрополитена	155
133.	Тэттэр В.Ю. Щедрин В.И. Диагностирование подвижного состава – комплексный подход.....	156
134.	Уманов М.И., Цыганенко В.В., Рейдемейстер А.Г., Курган Д.Н., Гришечкин С.А., Сысын Н.П., Набоченко О.С., Ренгач Н.Г., Макаров Д.Б., Халипова Н.В. Определение допускаемых скоростей движения поездов по участкам пути, отремонтированным с использованием динамических стабилизаторов пути разных конструкций	157
135.	Ушкалов В.Ф., Кострица С.А., Султан А.В., Пасичник С.С., Дзичковский Е.М., Федоров Е.Ф. Об измерении вертикальных сил при проведении ходовых динамических испытаний грузовых вагонов.....	158
136.	Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малышева И.Ю., Машенко И.А., Заславский Л.С., Радзиховский А.А., Paul S. Wike. Сравнение динамических показателей полувагонов нового поколения (нагрузка на ось 245 кН) с разными типами тележек	159
137.	Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малышева И.Ю., Пасичник С.С. Исследование влияния формы диска колеса на динамические показатели грузовых вагонов с модернизированными тележками	160
138.	Ушкалов В.Ф., Серебрянный И.А., Подъяельников И.В. Влияние изменения профиля головки рельса на его взаимодействие с вагонными колесами	161
139.	Ушкалов В.Ф., Серебрянный И.А., Лапина Л.Г. Моделирование спектральных плотностей возмущений, действующих на железнодорожный экипаж со стороны пути различного состояния	162
140.	Фалендиш А.П., Харламов П.О., Иванченко Д.А., Коваленко Д.М. Пакет прикладных програм для визначення характеристик та системи обслуговування локомотивів для залізниць України	163
141.	Харлан В.І. Вирішення задач вибору раціональних швидкостей руху поїздів.....	164
142.	Hoffmann, M. and True, H. On the Dynamics of European two-axle Railway Freight Wagons	165

143.	Христьян Є.В., Титаренко І.В. Використання термоелектричних модулів у кондиціонерах повітря випарного типу.....	166
144.	Chudzikiewicz A., Drozdziel J., Sowinski B., Szulczyk A. The Assessment of Rolling Surface State on Railway Vehicle Dynamics.....	167
145.	Черкашин Ю.М., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Анализ влияния различных факторов на динамические показатели грузового вагона при движении в прямых.....	168
146.	Чернин И. Л., Гориченко С. Ф., Чернин Р. И. Совершенствование контроля прочности напрессовки колец подшипников колёсных пар	169
147.	Чернин И. Л., Сенько Н. Г., Чернин Р. И. Распрессовка соединений колёсных пар с использованием гидрораспора от высокого давления масла	170
148.	Шатунов О.В., Савченко К.Б., Бабасв А.М. Гальмові випробування тепловоза ER20	171
149.	Шеффель Х., Кик В., Маркова О. Модернизация тележки 18-100 радиальными рычагами	172
150.	Ягода Д.А. Оценка коэффициентов концентрации напряжений в элементах несущей конструкции, подверженной коррозионному износу	173
151.	Яцко С.И., Карпенко В.В., Ковалев А.Е. Динамические и вибропрочностные исследования тягового электродвигателя моторвагонного подвижного состава	174

CONTENTS

1.	Alexandrov M.D., Zharova Ye.A. Improvement of cars maintenance and repairing system	20
2.	Alzhanov B.B. Determination of VL80 electric locomotive effectiveness on the basis of a traction-energy passport.....	21
3.	Artamonov Ye.I. Study of wear features and review of friction wedges design to select their rational configuration	22
4.	Artemchuk V.V. Bond strength of components with guaranteed force renovated by sandwich covering	23
5.	Babaev A.M., Danysh P.D. Analysis of the brake shoes hanging for the freight car with 24.5 kN axle load	24
6.	Bab'jak M.O. Model of the electric locomotive pantograph mechanism work as mechanical system with a pneumatic drive.....	25
7.	Barbas I.G., Boyko P.P. Results of bridge loader static tests at running under operational conditions	26
8.	Barbas I.G., Datsenko V.N., Dzichkovskiy Ye.M., Krivchikov A.Ye., Misjura A.A., Fedorov Ye.F. Study of influence of 14720 mm truck centers flat-cars and 9720 mm truck centers universal flat-cars bogies upgrade by A.Stucki technology	27
9.	Jan Bartak, Michael Schwerdtfeger Improving operating performance through modern training solutions.....	28
10.	Blokhin Ye.P., Bondarev A.M., Gorobets V.L., Zaytsev V.A., Pilipenko S.V. Study of VL-8 electric locomotive endurance at its service life prolongation	29
11.	Blokhin Ye.P., Yevdomakha G.V., Mikhaylenko V.M., Zheleznov K.I., Glukhov V.V., Garkavi N.Ya. Device of the train automatic braking at passenger car derailment.....	30
12.	Blokhin Ye.P., Loza P.A., Zheleznov K.I., Ursuljak L.V., Gluhov V.V., Babakova O.V. Locomotive driver simulator as a mean to assure trains motion safety and energy saving.....	31
13.	Blokhin Ye.P., Kornienko V.V., Pshin'ko A.N., Skalozub V.V. Modern driving problems in conditions of wholesale electric energy market.....	32
14.	Blokhin Ye.P., Korotenko M.L., Granovskiy R.B., Klimenko I.V., Kostritsa S.A., Garkavi N.Ya. Fedorov Ye.F. On the estimation of motion stability of four-axle gondola cars with wheels with different profiles and wear	33
15.	Blokhin Ye.P., Korotenko M.L., Lashko A.D. On the determination of the permissible speeds of freight cars motion.....	34
16.	Bobyl'kova Ye.A. Improvement of freight car center plate loading estimation.....	35
17.	Bogomaz Ye.G., Gorobets D.V., Migur V.V. Analysis of the existing passenger car coupler draft gears work.....	36
18.	Bodnar' B.Ye., Ochkasov O.B. Use of on-board diagnostic system data to predict locomotive units technical state change	37
19.	Bodnar' Ye.B. Definition of repair charges dependence on the parameters of locomotive retaining system	38
20.	Bodnar' B.Ye., Krasilnikov V.N., Krasilnikov M.V. Hardware-in-the-loop complex for testing a diesel-locomotive shunter with electronic control	39
21.	Bondarev A.M. Experimental determination of locomotive traction drive elements response.....	40

22.	Bondarev A.M., Gorobets V.L., Granovskiy R.B., Garkavi N.Ya., Zabolotniy A.N., Yagoda D.A., Fedorov Ye.F., Chistjak V.G. Dynamic response of TEP150, TEP 70, ChS2 locomotives with limiting wheel tread wear for wheels with “MINETEK” firm’s profiles.....	41
23.	Bondarenko I.O., Kurgan D.M. Influence of railway track state and trains motion structure on the railway track life term	42
24.	Boronrko Yu.P. Estimation of wagons capacity limit increasing and possible problem solutions	43
25.	Brynza A.A., Peterin A.P. About calculation of beams resting on elastic foundation.....	44
26.	Bubnov V.M., Mjamlin C.V., Andriushchenko N.L. Estimation of flat-car strength under operational forces action	45
27.	Bubnov V.M., Mjamlin C.V., Prikhod’ko M.V. Features of strength calculations of cars for automobiles and packet cargo transportation.....	46
28.	Bubnov V.M., Nikitchenko A.A., Bogomaz G.I., Naumenko N.Ye., Khizha I.Yu. Estimation of force characteristics of friction-polymer absorbing device of T1 type.....	47
29.	Burov V.S., Neduzhaja L.A., Kasjan-Shainskiy S.M. Influence of random track structure roughness on the car with electromagnetic suspension dynamic qualities.....	48
30.	Bykov V.A., Kossov V.S., Berezin V.B., Charkin V.A. Influence of longitudinal impact forces in train on the empty cars stability.....	49
31.	Paul Wike About ICG Motion Control Truck with 25 ton Axle Load.....	50
32.	Garipov D.S., Kudjurov L.V., Fedorov V.V. About the slider development of the wheel rolling surface with taking the suspension elastic forces and vertical rail irregularity into account.....	51
33.	Garkavi N.Ya. Features of produced abroad rolling stock acceptance connected with the overall dimensions in accordance with GOST 9238-83.....	52
34.	Gorichenko S.F., Chernin R.I. Increase of operational reliability of press fittings.....	53
35.	Gorobets V.L. Endurance models based on the criteria of exhaustion of bearing structures operating time	54
36.	Davidovich V.V., Lutsenko I.S., Martyshevskiy M.I., Tokmakov V.A. “HADO technologies®”: perspectives of modern innovation project application	55
37.	Davidovich V.V., Lutsenko I.S., Martyshevskiy M.I., Tokmakov V.A. “HADO-technologies”: prospect of innovation project application in repairing	56
38.	Daylidka S. Main directions of modernization and development of passenger transportation on Lithuanian Railways.....	57
39.	Diemin K.P., Danilenko D.V. Calculation-experimental estimation of the prospective tank-car tank strength.....	58
40.	Dzenzerskiy V.A., Guba T.L., Kuznetsova T.I., Radchenko N.A., Filonenko L.A., Khachapuridze N.M. Vibrations and stability of accelerated motion of an electro-dynamic vehicle	59
41.	Dzenzerskiy V.A., Dzenzerskiy D.V., Sirenko M.V., Lesnichiy V.N., Burylov S.V., Skosar’ V.Yu., Burjak A.A. Computerized manufacturing complex for storage batteries formation in flow line production.....	60
42.	Donskoy A.L. Intelligence microprocessor equipment for railway rolling stock	61
43.	Yefimov V.P. New freight bogies for 1520 mm gauge track.....	62
44.	Zharova Ye.A. Reasons for variants to prolong special platform-cars life term.....	63
45.	Ishchenko V.A., Shaptala M.V., Vedmedeva Ya.V. Calculations of railway wheel thermal stresses	64

46.	Kapitsa M.I. Organization of rational retaining system for TGM4 type diesel locomotives by the example of JSC “Metallurgical complex Zaporizhstal”	65
47.	Karpenko V.V., Kovaljev A.Ye., Gutnichenko A.A. Vibrodiagnostic study of rolling stock traction motors	66
48.	Karpenko V.V., Sbitnev V.I., Sharlay V.M. About traction electrical equipment certification testing in Ukraine.....	67
49.	Keglin B.G., Boldyrev A.P., Shljushenkov A.P., Gurov A.M., Fat’kov E.A. Development, study and application of new absorbing devices for freight cars.....	68
50.	Keller A. Indication of safety, instability and noise state.....	69
51.	Kobishchanov V.V., Antipin D.Ya. Calculating estimation of working efficiency influence of an automatic coupler elastomer absorbing device on tank-car frame load-bearing capacity	70
52.	Kovtun H.N., Maliy V.V., Markova O.M. Dynamic response of tank cars with various ullage levels.....	71
53.	Kolomnikova O.C. Determination of parameters of the system “cargo – package – car” providing cargo safety at an impact	72
54.	Korzhenevich I.P., Toropov B.I. Solution of braking problem for mountain areas in Georgia.....	73
55.	Korzhenevich I.P., Toropov B.I., Arsonov V.V. Evaluation of possibility to increase passenger trains speed.....	75
56.	Korol’kov Ye.P., Dmitrusenko N.S. About a traction coefficient.....	76
57.	Korotenko M.L., Blokhin Ye.P., Panasenko V.Ya., Klimenko I.V., Granovskiy R.B., Fedorov Ye.F. Stand to study a friction force in freight car bogie slippers	77
58.	Korotenko M.L., Granovskaja N.I., Granovskiy R.B., Klimenko I.V., Garkavi N.Ya. Fedorov Ye.F. About the possibility to improve freight gondola cars dynamic response with the use of elastic-friction slippers	78
59.	Korotenko M.L., Chistjak V.G., Granovskaja N.I., Granovskiy R.B., Klimenko I.V., Garkavi N.Ya., Fedorov Ye.F. Influence of MINETEC profile on the stability of electric locomotive DS3 motion	79
60.	Kossov V.S., Pogorelov D.Yu., Simonov V.A. Comparative dynamic analysis of freight cars with different bogies.....	80
61.	Kostritsa S.A., Mjamlin S.V., Sultan A.V. Results of strength testing of ER20 diesel locomotive for Lithuanian railways.....	81
62.	Kostritsa S.A., Sultan A.V., Tsijupa A. Estimation of strength of modernized rail bus 620Ms for operation in Ukrainian railways	82
63.	Kostritsa S.A., Shamlov D.Yu. Choice of the calculation chart to estimate durability of cross beam type structures.....	83
64.	Kravets V.V., Kravets T.V., Chartcenko A.V. Improvement of the approach to calculate wheelset inertia matrix with taking technological tolerances into account	84
65.	Kuzin S.N., Yurtsevich I.V. Application of self-oscillation stand for the accelerated life tests of long base cars in conditions of manufacturer	85
66.	Kuz’mín A.B., Krsjukov N.F., Protopopov A.L. Modelling stress-strain-state of SA-4 automatic coupler body.....	86
67.	Kulichenko A.Ya. Strengthening the transport mechanisms cylindrical parts surface layer by the instrument with flexible working elements	87
68.	Kurgan M.B., Zayats M.A. Influence of ratio of freight and passenger trains’ motion speeds on the curve parameters determination	87

69.	Kurgan M.B., Korzhenevich I.P., Zayats M.A. Distribution of the transportation between parallel routes with taking into account the traffic flow influence on a rail track	88
70.	Kurgan M.B., Senchenko T.A., Moyseenko K.V. In plan location of adjacent switches	89
71.	Kurgan M.B., Chernyshova O.S. Factors influencing priority of train's motion speed limits cancellation connected with the railway track state	90
72.	Lashko A.D., Ushkalov V.F., Pasichnic S.S. Prospect of freight car bogies complex modernization	91
73.	Levinzon A.M., Tikhov M.S., Romen Yu.S. Experimental approaches to state rolling stock motion conditions	92
74.	Levit G.M., Varava V.I., Mamontov S.V. Rolling stock dampers and ways of their control.....	93
75.	Levit G.M., Varava V.I., Mamontov S.V. Regularities of passenger car body yaw damping	94
76.	Levit G.M., Varava V.I., Mamontov S.V. Regularities of car body lateral displacements and roll damping	95
77.	Levit G.M., Varava V.I., Mamontov S.V. Evaluation of freight car suspension dissipation characteristics	96
78.	Ljapshin K.N., Vuchetich I.I., Klovov A.V., Baltscars P.Ya. Application if identification methods to evaluate car body bending vibrations	97
79.	Manashkin L.A., Mjamlin S.V. Features of wheelset mathematical modeling in railway vehicles dynamics.....	98
80.	Manashkin L.A., Mjamlin S.V. Estimation of wheel-rail impact interaction at two rails joint	100
81.	Manashkin L.A., Pismenniy Ye., Zhyzhko V. Mathematical modeling of pneumatic absorbers	102
82.	Martyshevskiy M.I. Monitoring of functional parameters of mechanical systems in dynamics of their change	103
83.	Makhutov N.A., Kossov V.S., Ogan'yan E.S., Krasjukov N.F. Improvement of strength, life term and safety of railway rolling stock bearing structures service	104
84.	Mel'nichuk V.A., Pshin'ko A.N., Savchuk O.M. Problem of freight trains speed increase	105
85.	Moyseyenko K.V. Stress-strain-state of adjacent switches of 1740 project, which are tracked by the first scheme without the straight segment between them providing trains run by side directions of the both switches	106
86.	Muradjan L.A., Mishchenko A.A. Testing new cars in pilot routes	107
87.	Mjamlin S.V., Bubnov V.M., Lavrenko D.T. Study of stress state of tank-car main bearing elements	108
88.	Mjamlin S.V., Granovskiy R.B., Garkavi N.Ya., Fedorov Ye.F., Daylidka S., Yastremkas V. Results of dynamic field acceptance tests of ER20 diesel locomotive produced by SIEMENS Company	110
89.	Mjamlin S.V., Panasenko V.Ya., Klimenko I.V., Mikhaylov V.S. Improvement of a structure of a washing machine to clean wheelsets	111
90.	Nabochenko O.S., Sisin M.P., Umanov M.I., Grishechkin S.A. Estimation of degree of ballast layer tamping with use of its impulse response spectral analysis	112
91.	Nastechik M.P., Sisin M.P., Chornovolenko O., Nabochenko O.S., Arbuzov M.A., Gubar O.V. Technical and economic assessment of the possibility to use a track with reinforced concrete sleepers in curves with less than 350 m radius	113

92.	Nedbaylo V.N., Fedorov V.V. Effectiveness of lubrication of the contact “wheel flange – rail head side surface” by the solid lubricating material on MeSe ₂ basis	114
93.	Nekljudov A.A., Pavljukov A.E. Development of the damping system to protect specified cargoes under transportation by open vehicles.....	115
94.	Novogrudskiy L.S., Opravkhata M.Ya., Zaytseva L.V. Influence of electric current on the rail steel mechanical characteristics.....	116
95.	Orlova A.M. Hierarchy-iterative method to choose parameters of force characteristics and design solutions of freight wagon bogies, which is integrated into the complex technique of running gears design.....	117
96.	Orlova A.M., Lesnichiy V.S., Artamonov Ye.I. Study of freight wagon bogies state influence on the wheel flange side wear by simulations and measurements performed on wagons in operation.....	118
97.	Orlova A.M., Lesnichiy V.S., Kharitonov B.V. Technical and economic assessment of complex modernization of freight wagon running gears by the use of A.Stucki and Amsted rail elements.....	119
98.	Panasenko V.Ya. Improvement of freight car bogie axle box design.....	120
99.	Panasenko V.Ya., Garkavi N.Ya, Klimenko I.V. On the problem of wheelset flanges erosion	121
100.	Pasichnik S.S., Pod’yel’nikov I.V., Rukhlov I.V. Features of operation and repair of complex-modernized freight car bogies	122
101.	Patlasov A.M. Estimation of railway track in plan state in short radius curves.....	123
102.	Poljakov V.A., Khachapuridze N.M. Diacoptical method to study magnetic-levitating train motion.....	124
103.	Prikhod’ko V.I., Mjamlin S.V. Modelling of railway vehicles spatial vibrations with DYNRAIL software.....	125
104.	Prikhod’ko V.I., Mjamlin S.V., Yagoda P.A., Podlubniy V.Yu. Study of passenger car car-body strength	127
105.	Pularija A.L., Anofriev V.G., Grichaniy N.A., Dedaeva T.I., Yagoda D.A., Yagoda P.A. Development of means to strengthen damaged passenger car car-body frame	128
106.	Putjato A.V., Belogub V.V. On the problem of force loading at calculations of car bodies for bulk cargo transportation	129
107.	Putjato A.V., Shimanovskiy A.O. Modelling of the tank-car structure elements dynamic response	130
108.	Pshin’ko a.N., Blokhin Ye.P., Bogomaz G.I., Naumenko N.Ye. Assessment of influence of schemes of trains from cars with different cargo make-up on the vehicles dynamic response at transient regimes of motion.....	131
109.	Pjunenen V.L., Tretjakov A.V. Study of dynamic response of 81 series underground car	132
110.	Raksha S.V. Weight optimization of bended thin-walled open beams.....	133
111.	Raspopov O.S., Pusu S.P., Artyemov V.Ye. Investigation of bridge steel superstructure dynamics under action of moving loading.....	134
112.	Rudakova Ye.A., Orlova A.M. Study of articulated container flat wagon by simulation	135
113.	Rybkin V.V., Arbuzov M.A., Kovtun P.V. Determination of rolling stock influence on residual stresses in long welded rails by a magnetic method.....	136
114.	Rybkin V.V., Bal’ O.M. Determination of an inspection interval for rails state by defectoscopy approaches.....	137
115.	Savchuk O.M., Reydemeydter A.G., Savchenko K.B., Shikunov A.A. Theoretical research of interaction of wheels with different rolling surface profiles and rails	138

116.	Safronenko A.A. Structural railway station synthesis.....	139
117.	Sen'ko V.I., Gurskiy Ye.P. Prediction of freight cars working park	140
118.	Sen'ko V.I., Chernin I.L. Effective ways to improve motion safety on the wheelset axle boxes state	141
119.	Sen'ko V.I., Chernin I.L., Putjato A.V., Pigunov A.V. On the problem of the increase of platform car park for wood transportation	142
120.	Sirin A.V., Kartashev V.V. Mathematical models of freight car cast units strengthening process by plastic deformation technique	143
121.	Sirin A.V., Ljashenko S.Ye. Mathematical modeling of loads acting to the car bearing elements during braking	144
122.	Sirota S.A., Gorobets D.V., Klyk Yu.A. Means of railway vehicle passive protection at emergencies	145
123.	Sisin M.P., Nabochenko O.S. Modelling of welded rail track work in lateral direction under longitudinal thermal forces action	146
124.	Sobolevskaja M.B., Sirota S.A., Khrushch I.K., Gorobets D.V. Analysis of response of railway vehicles equipped by passive protection means at operation and emergencies	147
125.	Starchenko V.N. Improving rail rolling stock braking effectiveness by the use of frictional C-C composites.....	148
126.	Starchenko V.N., Kuznetsova M.N. Investigation of thermal parameters of frictional C-C composites for vehicle braking equipment.....	149
127.	Strizhalo V.A., Ushkalov V.F., Zemtsov M.P., Rodichev Yu.M., Bodunov B.Ye. Estimation of polyurethane critical brittle temperature for slipper blocks ISB-12C and plates for wedges	150
128.	Sultan A.V., Tovt B.N. Study of fatigue of DS3 electric locomotive bogie frame by the finite-element modeling approach.....	151
129.	Tartakovskiy Ye.D., Agulov A.F., Falendysh A.P., Basov A.V. Improvement of economic indices of diesel locomotives by the use of diesel electronic regulators	152
130.	Taturevich A.P., Taturevich A.A., Yevdomakha G.V., Talokha Ye.I. On the norms and tolerances of wheelsets and track with 1/20 cant maintenance	153
131.	Tikhov M.S., Romen Yu.S. Technique to carry out rolling stock complex tests to establish their motion speed	154
132.	Tretjakov A.V., Borisov S.V., Pjunenen V.L. Results of estimation of residual durability and service life prolongation for St. Petersburg underground railcars	155
133.	Tetter V.Yu., Schedrin V.I. Rolling stock diagnostics – complex approach	156
134.	Umanov M.I., Tsyganenko V.V., Reydemeyster A.G., Kurgan D.N., Grishechkin S.A., Sysyn N.P., Nabochenko O.S., Rengach N.G., Makarov D.B., Khalipova N.V. Determination of admissible speeds of trains motion on track segments repaired with different design track dynamical stabilizers	157
135.	Ushkalov V.F., Kostritsa S.A., Sultan A.V., Pasichnik S.S., Dzichkovskiy Ye.M., Fedorov Ye.F. On the vertical forces measurement at freight cars field tests.....	158
136.	Ushkalov V.F., Mokriy T.F., Malysheva I.Yu., Mashchenko I.A., Zaslavskiy L.S., Radzikhovskiy A.A. Paul S. Wike Comparison of dynamical indices of new generation gondola cars (with 245 kN axle load) with different bogies	159
137.	Ushkalov V.F., Mokriy T.F., Malysheva I.Yu., Pasichnik S.S. Study of wheel disk form influence on the dynamics of freight cars with modernized trucks.....	160

138.	Ushkalov V.F., Serebrjaniy I.A., Lapina L.G. Modelling of spectral densities of disturbances acting to a railway vehicle from the track of various conditions	161
139.	Ushkalov V.F., Serebrjaniy I.A., Pod'yel'nikov I.V. Influence of rail head profile change on its interaction with car wheels.....	162
140.	Falendish A.P., Kharlamov P.O., Ivanchenko D.A., Kovalenko D.M. Software to determine locomotive features and maintenance systems for the railways of Ukraine	163
141.	Kharlan V.I. Solution of problems on choice of rational speeds of trains motion.....	164
142.	Hoffmann, M., True, H. On the Dynamics of European two-axle Railway Freight Wagons	165
143.	Khristjan Ye.V., Titarenko I.V. Use of thermoelectric modules in air-conditioners of evaporative type	166
144.	Chudzikiewicz A., Drozdziel J., Sowinski B., Szulczyk A. The Assessment of Rolling Surface State on Railway Vehicle Dynamics.....	167
145.	Cherkashin Yu.M., Pogorelov D.Yu., Simonov V.A. Analysis of various factors influence on the freight cars dynamic response at their motion along straight track.....	168
146.	Chernin I.L., Gorichenko S.F., Chernin R.I. Improvement of ring pressing control of wheelset bearings	169
147.	Chernin I.L., Sen'ko N.G., Chernin R.I. Pressing-out of wheelset joints with the use of an oil high pressure hydro-thrust.....	170
148.	Shatunov A.V., Savchenko K.B., Babayev A.M. Braking tests of ER20 diesel locomotive.....	171
149.	H. Scheffel, W. Kik, O. Markova. Upgrading of bogie 18-100 with radial arms.....	172
150.	Yagoda D.A. Estimation of stress concentration coefficients in elements of bearing structure subjected to corrosion wear.....	173
151.	Yatsko S.I., Karpenko V.V., Kovaljev A.Ye. Dynamic and vibrostrength study of motor rolling stock traction motor	174

Совершенствование системы технического обслуживания и ремонта вагонов¹

Александров М.Д., Жарова Е.А.
ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

Principles and approaches to organize maintenance and repairing of different types of rolling stock are considered. Directions to improve the system of cars maintenance and repairing are proposed.

Существующая на Российских железных дорогах система технического обслуживания и ремонта вагонов, как грузовых, так и пассажирских, построена по принципу планово-предупредительного ремонта – по достижению определённого календарного срока или пробега. Такая система не учитывает текущего состояния узлов и систем вагона на момент наступления назначенного вида ремонта. Только после изъятия вагона из рабочего парка, подачи на ремонтную позицию, демонтажа с вагона деталей и узлов, их дефектации делается заключение о потребности в ремонте, объёме ремонта, восстановлении или замены конкретного узла.

Износ деталей и узлов вагонов в межремонтный период происходит неравномерно, как по типам вагонов, так и по самим деталям вагона. То есть к моменту очередного ремонта вагоны достигают различной степени технического состояния в целом и по отдельным узлам. Так, при каждом виде ремонта с вагона снимается масса деталей и узлов и направляются для диагностики и ремонта в соответствующие подразделения депо, вне зависимости от их фактического технического состояния.

В работе рассмотрены принципы и подходы к организации технического обслуживания и ремонта объектов на различных видах транспорта. Приводятся примеры зарубежных систем ремонта и обслуживания подвижного состава железных дорог. Авторами предлагаются варианты и направления совершенствования системы технического обслуживания и ремонта вагонов.

¹ Все тезисы печатаются в редакции авторов.

Оценка эффективности использования электровозов ВЛ80^с на базе тягово-энергетического паспорта

Альжанов Б.Б.
МИИТ, Москва, Россия

Determination of norm relative indices to reduce energy consumption for electric locomotives is considered.

Постоянный рост тарифов по оплате электроэнергии обуславливает возрастающую остроту проблемы энергосбережения. В эксплуатационных расходах электровозных депо доля расходов по оплате электроэнергии достигает 40 %.

Статистический анализ позволяет определить изменения в расходе электроэнергии в зависимости от структурных грузопотоков и факторов, определяющих режим движения поезда, оценить степень достоверности работы счетчиков электровозов, доли нерациональных расходов на неплановые остановки, также влияние существующих в депо систем нормирования как психологический фактор, способствующий готовности локомотивных бригад осуществлять рациональное вождение поездов.

Критерием качества нормирования является степень соответствия фактического расхода энергии норме или прогнозу, а также стимулирующее действие нормы, обеспечивающей стремление машинистов к достижению экономии электрической энергии. Первая из указанных составляющих важна при решении задач прогнозирования на длительный срок, особенно для крупных подразделений (отделение, дорога, сеть). Вторая оставляющая особое значение имеет при нормировании на поездку в условиях депо. Стимулирующий характер нормы на обеспечение экономии энергозатрат непосредственно связан с ее жесткостью, которая количественно может быть оценена через ряд коэффициентов. Критериальную оценку нормирования в целом можно выполнить на базе коэффициента жесткости нормы. При расчете коэффициента жесткости в форме для фиксированных интервалов весов поезда и нагрузки на ось осуществляется переход к научно обоснованным значениям технических норм на каждую поездку $K_{ж} = a_6(Q, q) / \bar{a}(Q, q)$, где a_6 – базовая норма для заданного интервала изменения значения Q и q ; \bar{a} – среднее арифметическое в выборке, ограниченной двумерным интервалом $(\Delta Q, \Delta q)$. Введенный коэффициент имеет пределы изменений $0 < K_{ж} < 1$; $0 < K_{ж} < 1$, причем левый предел соответствует крайнему случаю, когда норма выполнения во всех поездках, а правый предел – крайнему случаю, когда никто не выполняет норму.

Оптимально такое значение базовых норм при фиксированной массе и нагрузке на ось поезда, при котором 30...40% машинистов ее выполняют (на ближайший период после ее внедрения). При нормальном законе распределения это соответствует значения базовой нормы на уровне $a_6 = \bar{a} - (0,15...0,20)\sigma$, где σ – среднее квадратичное отклонение в заданном интервале $(\Delta Q, \Delta q)$.

Определив параметры нормального закона распределения (среднее значение удельного расхода энергии и среднеквадратического отклонение) для совокупностей данных с фиксированными значениями массы поезда Q_i и нагрузки на ось q_i , можно построить любую вероятностную характеристику $ab(Q_i, q_i)$, согласно заданному коэффициенту жесткости $K_{ж}$. Данное решение, может быть, осуществляться на базе тяговых расчетов с последующим анализом энергобаланса полученных данных по составляющим, включающим расход электроэнергии на сопротивление движению, потенциальную энергию, внутренние потери и кинетическую энергию. Существенным моментом является то, что результатом расчетов является относительные, а не абсолютные показатели, поскольку сам тяговый расчет из-за неточности исходных данных может давать значительные погрешности. Относительные показатели имеют погрешность в точности получаемых результатов на порядок ниже и могут использоваться даже с целью нормирования энергозатрат.

Исследование особенностей износа и обзор конструкций фрикционных клиньев для выбора их рациональной конфигурации

Артамонов Е.И.
ФГУП НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

The paper describes the results of estimating the wear rate of cast iron SCh25 friction wedges in operation showing the limits of their service life. Designs of existing friction wedges are analyzed to develop the new construction for model 18-1711 bogie.

Исследование корреляции между боковым износом гребней колесных пар и параметрами, характеризующими состояние тележек грузовых вагонов, показало, что основное влияние на среднюю толщину гребней и их разность оказывает величина завышения фрикционных клиньев. Кроме того, многими авторами как теоретически, так и экспериментально показано негативное влияние недостаточности трения и сопротивления забеганию боковых рам, вызванных износом фрикционных клиньев, на ходовые качества и безопасность движения порожних вагонов.

В 2006 году в вагонном депо Тосно Окт. ж.д. было обследовано 200 тележек, поступивших в деповской ремонт, и модернизированных по проекту М1698. Все они имели фрикционные клинья с плоской наклонной поверхностью из чугуна марки СЧ25, для которых измерялся износ вертикальной и наклонной поверхностей, после чего были построены диаграммы отношения износов к пробегу вагонов. Анализ темпов износа показал, что фрикционные клинья при пробеге 100 тыс. км имели износы, не допускающие их дальнейшую эксплуатацию, причем во всех клиньях износ наклонной поверхности превышал 2 мм, а в отдельных случаях достигал 10...12 мм, при износе вертикальной поверхности не более 2 мм.

Для создания надежной и долговечной конструкции фрикционного клинового гасителя колебаний с межремонтным пробегом 500 тыс. км, что соответствует требованиям к вагонам нового поколения, конфигурация клиньев должна быть изменена таким образом, чтобы обеспечивать повышенное сопротивление забеганию боковых рам при одновременном снижении нагрузок, действующих на наклонной поверхности, и вызывающих ее износ.

Для выбора рациональной конфигурации фрикционного клина выполнен обзор существующих в России и за рубежом конструкций, который позволил выявить следующие основные тенденции:

- увеличение ширины и площади наклонной поверхности по сравнению с вертикальной;
- уменьшение длины клина (вдоль оси пути) для снижения крутящего момента, возникающего при его движении;
- уменьшение высоты вертикальной поверхности клина;
- большой статический прогиб подклиновой пружины по сравнению с пружинами под наддрессорной балкой для компенсации износа;
- выполнение наклонной поверхности пространственной конфигурации в виде двух расположенных под углом $150^{\circ} \dots 156^{\circ}$ друг к другу плоскостей;
- установка неметаллических накладок на наклонной поверхности, взаимодействующих с карманами наддрессорной балки;

Учитывая современные тенденции в клиновой системе, совместно с ООО «ГСКБВ» предложена конструкция клина пространственной конфигурации для тележки 18-1711 с неметаллическими накладками на наклонных поверхностях и углом наклона к горизонтали 55° . Такой клин обеспечивает диссипацию не только вертикальных и горизонтальных сил, но и повышает сопротивление забеганию боковых рам.

Созданы опытные конструкции фрикционных клиньев, которые проходят испытания в тележках.

Міцність з'єднання деталей з гарантованим натягом відновлених шаровими покриттями

Артемчук В.В.
ДІТ, Дніпропетровськ, Україна

The thesis deals with the description of the result of the statistical researches of the wear quantity of the inside surface of races and wheel pair neck of the car. The parametrical reliability of the stationary joint has been defined with account oval of the details.

Серед відомих з'єднань деталей знайшло застосування з'єднання з гарантованим натягом. Цей вид з'єднання займає достойне місце завдяки простоті конструкції та високій експлуатаційній надійності, що дозволяє вузлам працювати у важких динамічних умовах. На рухомому складі залізниць України такі з'єднання використовують у системі “шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника”, а також посадки підшипників або зубчастої шестерні на вали електричних машин.

В процесі експлуатації буксовий вузол є одним з найбільш навантажених вузлів рухомого складу і сприймає різноманітні по напрямку і силі, у тому числі й ударні, навантаження. Експлуатаційний знос має місце внаслідок того, що буксовий вузол під час руху електровоза практично постійно знаходиться в умовах вібраційно - коливальних переміщень.

Технологічний знос виникає за рахунок операцій, пов'язаних з ремонтом відповідних вузлів при розпресуванні та запресуванні охоплюючої деталі, а також при усуненні шліфуванням овальності, конусності, короблення, а також слідів фреттинг-корозії, ризик і таке інше.

На міцність пресового з'єднання впливає багато чинників, серед яких: величина натягу, точність геометрії форм спряжених деталей, площа фактичного контакту, шорсткість спряжених поверхонь, матеріал деталей. Зрозуміло, що при відхиленнях від заданих форм міцність з'єднання зменшується, при критичних динамічних навантаженнях може виникати «зрив» з початкового положення охоплюючої деталі, що, у свою чергу, може призвести до аварійних ситуацій.

На даний час існує багато різноманітних ресурсозберігаючих технологій відновлення поверхонь спряження. Однією з найрозповсюджених є гальванічне осадження металів на поверхні деталей спряження. Але ця технологія розвинена для осадження покриттів з моношару. Значно розширюють можливості технології відновлення деталей використання багат шарових покриттів з наперед заданими властивостями. Це стосується і інших поширених методів відновлення деталей, а саме наплавлення та газотермічного напилення. З точки зору економіки і порівнюючи переваги та недоліки вказаних технологій, на нашу думку, для відновлення натягу деталей вибір доцільно зробити на користь гальванічним методам.

Розглянуто умови забезпечення міцності пресових з'єднань. При посадці зразка з м'яким гальванічним зовнішнім шаром в охоплюючу деталь, за рахунок пластичної деформації металу, в зоні контакту виникають міцні металічні зв'язки та збільшується площа фактичного контакту. Твердість покриття змінюється за товщиною. Перший шар наноситься м'яким потім чергуються тверді та м'які шари. Останній, зовнішній шар, як було вказано наноситься м'яким. Як показали експерименти, застосування таких покриттів у пресових з'єднаннях не знижує міцності від втоми основної деталі. Це можна пояснити релаксацією напружень та низькою границею втоми м'якого металу. Дослідження зони контакту з'єднання з м'яким зовнішнім шаром гальванічного покриття на металографічному мікроскопі дозволили встановити, що пластичні деформації відбуваються у самому покритті а не основі деталі. Таким чином, у порівнянні з моношаром багат шарові покриття збільшують міцність натягу.

Анализ схем подвешивания тормозных колодок грузового вагона с осевой нагрузкой 245 кН

Бабаев А.М., Даныш П.Д.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

General properties of brake of new generation freight car have been calculated. Possible wedging of mounted wheels is being counteracted by gear ratio computed according to minmax values of rated indexes.

Требованиями к грузовым вагонам нового поколения предусмотрено увеличение нагрузки от колесной пары на рельсы. Реализация этой задачи требует обеспечения вагонов такими тормозами, которые способны при остановочном торможении обеспечить расстановку постоянных сигналов и ограждение мест производства работ (при служебном торможении) или внезапно возникших препятствий (при экстренном торможении). Решению указанной задачи уделено внимание в работах ряда исследователей. Так, исследования ВНИИЖТа рекомендуют ряд организационных и конструкторских мер. К ним относятся: изменение норм расчетных давлений в тормозных цилиндрах при торможении, возможное включение воздухораспределителей на груженный режим в зависимости от условий сцепления колес с рельсами в тормозном режиме вагонов с композиционными колодками, установление процентного соотношения количества композиционных колодок в поезде. Следует обратить внимание, что во всех этих работах объектом исследования является традиционная трехэлементная тележка с типовой схемой тормозной рычажной передачи. В связи с этим представляет интерес решение международной комиссии МСЖД по применению двухсекционных тормозных колодок типа Bgu 2x250 при увеличении осевой нагрузки грузовых вагонов до 22,5 тс.

В этой работе в качестве вариантов расчета приняты следующие схемы подвешивания тормозных колодок: одностороннее нажатие на колесо стандартными тормозными колодками (типовое расположение); одностороннее нажатие на колесо двойными (секционными) тормозными колодками; двухстороннее нажатие на колесо стандартными тормозными колодками; двухстороннее нажатие на колесо секционными тормозными колодками.

Методика расчета схем с двухсторонним нажатием колодок на колеса отличается от типовой. В этом случае на начальном этапе найдены пределы, в которых должно находиться значение передаточного числа тормозной рычажной передачи. Здесь верхний предел вычислен исходя из условия отсутствия юза, т. е. учтено ограничение по сцеплению колес с рельсами, а нижний предел учитывает (гарантирует) обеспечение вагона тормозами; для случая чугунных тормозных колодок нормами предусмотрено минимальное значение расчетной силы K_p нажатия колодок на ось, а для композиционных – минимальное значение расчетного коэффициента δp силы нажатия колодки на колесо. Таким образом, передаточное число принимается средним из полученного интервала, и последующий расчет выполняется так же, как и для схем с односторонним нажатием колодок.

По результатам расчета подготовлена сравнительная таблица, в которой для каждого варианта приведены следующие параметры: тип схемы подвешивания и материал тормозных колодок, степень загрузки вагона, передаточное число тормозной рычажной передачи вагона, действительное и расчетное нажатие колодок на ось, расчетный коэффициент силы нажатия колодки на колесо, вероятность заклинивания колесных пар при торможении, полный тормозной путь и время торможения со скорости 120 км/ч, максимальное замедление вагона, а также мощность, приходящаяся на колодку при торможении. Для рассмотренных вариантов схем подвешивания тормозных колодок изложены выводы.

Модель роботи механізму пантографа електровоза як механічної системи з пневматичним приводом

Баб'як М.О.,
Львівська філія ДПТ'у, Львів, Україна

The general method of research of work of mechanism of pantograph of electric locomotive is offered in the developed model, as a mechanical system with a pneumatic occasion which owns practically important features added his realization on PC.

Однією з функціонально важливих конструкцій в засобах сучасного залізничного електротранспорту є доволі складний механізм пантографа електровозів, що забезпечує надійність контактування із струмонесучим провідником і передачі електроенергії робочим органам даного виду засобів транспорту. Тому розробка математичних моделей при проектуванні та оптимізації механічних систем відіграє важливу роль при дослідженні кінематики і динаміки механізмів.

До останнього часу при розрахунках механізмів даного призначення застосовуються методи енергетичного визначення динамічних характеристик, в яких затрачена енергія і виконувана робота виражаються лише у функціях переміщення. Використовується також методика розрахунків із застосуванням приведеної маси механізму, в якій складна система апроксимувалась з окремими системами, що складаються з еквівалентних мас ланок і пружин.

Існуючі методи розрахунків є доволі громіздкими для широкого застосування, тому, враховуючи сучасний рівень обізнаності науковців та інженерів із засобами ЕОТ, доцільно розробити модель системи, в якій зміни впливу на неї параметрів зовнішніх факторів дозволяють з мінімальним відхиленням передбачати роботу механізму пантографа і оптимізувати його конструкцію.

У розробленій моделі пропонується загальний метод дослідження, який володіє рядом практично важливих особливостей і піддається його реалізації на ЕОМ. Складність наведеної моделі полягає у вирахуванні суміщеної взаємодії пневматичного і ланкового механізмів, що сприяють умовам і вимогам до його переміщення. Рівняння переміщення контактної струмомоз'ємної дуги пантографа отримано на основі принципу Даламбера та принципу можливих переміщень. Для відображення впливу кінематики даної системи спочатку виводиться рівняння системи з абсолютно жорсткими ланками. Після цього вплив зовнішніх факторів враховується шляхом введення допоміжних коефіцієнтів та інерції переміщення окремих ланок.

Рішення наведеної моделі, представленої у вигляді окремих рівнянь, що описують процес роботи механізму пантографа електровоза, поділене на три фази. Перша відповідає періоду, коли тиск в циліндрі пневмосистеми ще недостатній для подолання статичного навантаження елементів пантографа. Друга фаза відповідає переміщенням у просторі ланкового механізму конструкції. Третя фаза – переміщенням елементів механізму після контактування із струмонесучим провідником.

Наведена модель системи і запропонована методика представлені у вигляді виведених рівняння переміщення елементів системи і були розв'язані числовим методом. Результати розрахунків були співставлені з даними проведених експериментальних досліджень. Порівнювання отриманих показників відрізнялось в межах гранично допустимих похибок і вказало на можливість широкого застосування у практиці розробленої моделі і методики.

Результаты статических испытаний мостового перегружателя на железнодорожном ходу в условиях эксплуатации

Барбас И.Г., Бойко П.П.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Stress-strain state of an under-bogie beam of a bridge loader in operation conditions is determined. The approach and results of static tests are given. The analysis of the tests results correspondence with the results of "bogie - under-bogie beam - frame" system mathematical modeling is made.

Для решения проблемы продления срока службы мостовых перегружателей на железнодорожном ходу необходимо провести исследование напряженно-деформированного состояния несущих конструкций перегружателя. Согласно опыту эксплуатации наиболее нагруженным узлом мостовых перегружателей является система «тележка – подтележечная балка» в месте крепления к полураме. Следовательно, нужно решить вопрос о прочности этой системы.

В данной работе приведено теоретическое исследование напряженно-деформированного состояния системы «тележка - подтележечная балка - полурама» мостового перегружателя. В качестве объекта для исследования выбран мостовой перегружатель грузоподъемностью 30 т и пролетом 76,2 м, который выполняет транспортные операции на открытом складе угля Приднпровской ТЭЦ (г. Днепропетровск). Расчет на прочность выполнен по методике ЦНИИПроектстальконструкция им. Мельникова (Москва), которая была использована при проектировании мостового перегружателя.

Составлена конечно-элементная модель системы «тележка - подтележечная балка - полурама» на основе программного комплекса для расчета строительных конструкций методом конечных элементов SCAD (Structure CAD). Нагрузки, действующие на систему, приняты в соответствии с методикой ЦНИИПроектстальконструкции. В результате расчета получена картина напряженно-деформированного состояния полурамы мостового перегружателя.

На базе Приднпровской ТЭЦ проведены натурные испытания для сопоставления с результатами расчетов. В соответствии с результатами уточнена математическая модель, проведен дополнительный расчет на различные виды нагружений.

По результатам исследования прочности системы «тележка – подтележечная балка – полурама» будут разработаны рекомендации о возможности продления срока службы мостового перегружателя.

Исследование влияния модернизации по технологии «А.Стаки» тележек платформ с базой 14720 мм для перевозки крупнотоннажных контейнеров и универсальных платформ с базой 9720 мм

Барбас И.Г., Даценко В.Н., Дзичковский Е.М., Кривчиков А.Е., Мисюра А.А., Федоров Е.Ф.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

In the article there are theses of the report on results of dynamics tests of a flat-cars upgraded by A.Stucki technology, carried out by Research Laboratory of Dynamics and Strength of a Rolling Stock.

В отраслевой научно-исследовательской лаборатории динамики и прочности подвижного состава Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта им. академика В.Лазаряна (далее ОНИЛ ДППС) проводились ходовые динамические испытания платформ с базой 14720 мм для перевозки крупнотоннажных контейнеров и универсальных платформ с базой 9720 мм. Колесные пары этих платформ имели профиль ИТМ-73.

Тележки одной платформы с базой 14720 мм были оборудованы упруго-катковыми скользунками ISB-12С первого типа с упругими элементами STUCKI RB-27, другой – колончатými скользунками ССВ-12С первого типа с упругими элементами STUCKI RB-27. Тележки платформы с базой 9720 мм были оборудованы скользунками первого типа с пружинными элементами STUCKI RB-27. На всех модернизированных тележках были установлены новые колесные пары с профилем ИТМ-73. Для проведения сравнительных испытаний были использованы две платформы-эталонны с базой 14720 мм и с базой 9720 мм, которые имели стандартные тележки и стандартный профиль колеса.

Для проведения динамических ходовых испытаний был сформирован сцеп, который состоял из 5 опытных платформ описанных выше и вагона-лаборатории ОНИЛ ДППС, а также двух электровозов ЧС-2, которые прицеплялись в хвост и в голову сцепа. Опытные поездки проводились «челноком» (без перецепки локомотивов). Пять опытных вагонов оборудовались измерительными приборами, с помощью которых измерялись динамические добавки вертикальных сил, действующих на необрессоренные и обрессоренные части тележек, горизонтальные поперечные (рамные) силы, действующие на буксы колесных пар, вертикальные и горизонтальные ускорения платформы в районе тележки, вертикальные прогибы комплектов пружин и угол поворота тележки относительно кузова.

По результатам статистической обработки измерений определялись коэффициенты вертикальной и горизонтальной динамики порожних и груженых платформ на различных участках пути (прямых, кривых малого, среднего и большого радиусов, а также при движении по стрелочным переводам).

На основании анализа результатов динамических показателей устанавливались допустимые скорости движения платформ, тележки которых модернизированы по технологии компании «А.Стаки» и имеют колеса с профилем ИТМ-73, при движении по различным участкам пути.

Improving operating performance through modern training solutions

Jan Bartak, Michael Schwerdtfeger,
фирма CORYS T.E.S.S., Гренобль, Франция

Статья посвящена обучающим тренажерам для машинистов локомотивов (грузовых, пассажирских, пригородных, высокоскоростных, и т.п.), метро и трамваев. Учебные тренажеры для различных типов рельсовых транспортных средств имеют не только многочисленные общие черты, но и отличительную специфику.

Simulation has been used for many years, mostly in areas where the sheer expense of using the real equipment for training is prohibitive, or in areas that contain inherent danger, where exposure to a ‘learning by discovery’ situation would expose employees and equipment to unacceptable levels of risk.

Examples of these are commercial and military pilot training, where the dangers cost and risk factors are too great for immediate exposure to real life/time equipment.

With the evolution of new powerful computer systems and the development of sophisticated software packages, over the last few years, realistic simulation has become a cost-effective solution to training, being able to replicate as near to real life situations as possible; and providing training and experience in a realistic, but safe environment.

First training simulators for train drivers began to be seen in the late eighties. Today, many ground transport operators worldwide, in particular operators of all types of trains, metros, and increasingly of tramways and buses use simulation technologies to improve the safety, quality, reliability and economics of their operations.

Simulators are used to:

train drivers in vehicle control,

train drivers in route knowledge,

train drivers in train fault troubleshooting,

assess how drivers deal and perform in a variety of situations, ranging from vehicle failure and breakdown to emergencies on the track (high risk – low frequency situations).

This article focuses on training simulators for rail-driven vehicles, i.e. trains (mainline freight and passenger, suburban, high speed, etc.), metros and tramways. The word “train” is used as a general term meaning all possible types of rolling stock. Training simulators for different types of rail vehicles have not only numerous common features but also their distinctive specificities.

Исследования выносливости основных несущих конструкций электровоза ВЛ-8 при продлении срока его эксплуатации

Блохин¹ Е.П., Бондарев¹ А.М., Горобец¹ В.Л.

Зайцев² В.А., Пилипенко² С.В.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина, ² – Укрзализница, Киев, Украина.

The basic results of work on prolongation of service life of the basic bearing designs of the main electric locomotives VL-8 are given.

В настоящее время на магистральных путях Украины эксплуатируется большое количество магистральных двухсекционных электровозов постоянного тока ВЛ-8. Эти локомотивы на сегодняшний момент осуществляют основную долю грузовых перевозок по данному виду тяги. Особенностью локомотива является передача тяговых усилий через сочлененные тележки, минуя несущие конструкции кузова. В середине 90-х годов прошлого столетия основная часть парка электровозов ВЛ-8 исчерпала установленный срок службы (30 лет от постройки). В соответствии с этим, по заданию Главного управления локомотивного хозяйства ИСЦ «Югтест» (г. Днепропетровск) был выполнен комплекс работ по оценке остаточного ресурса их основных несущих конструкций.

Однако, на сегодняшний момент электровозы ВЛ-8 исчерпывают новый, продолженный срок службы. При этом, с учетом плана обновления парка грузовых локомотивов постоянного тока, в конце 2006 года было принято решение о проведении дополнительных работ по оценке возможности дальнейшей эксплуатации основных несущих конструкций электровоза (рама кузова и рамы тележки) дополнительно на срок 5...10 лет от постройки.

Основное содержание работ по продлению срока службы основных несущих конструкций электровоза ВЛ-8 включает в себя:

- выполнение расчета на прочность основных несущих конструкций электровоза и выбор наиболее нагруженных мест несущих конструкций рам тележек;
- проведение динамических прочностных испытаний в реальных условиях эксплуатации локомотива (участок Нижнеднепровск – Узел - Пятихатки) в составе грузовых поездов весом 4500 и 5500 тонн;
- выполнение стендовых вибрационных испытаний образцов материала, вырезанных из нагруженных зон рам тележек электровоза, исчерпавшего продленный срок службы.

Оценка ресурса металлоконструкций, выполняемая путем сопоставления эксплуатационных напряжений, результатов прочностного расчета и испытаний на циклическую нагрузку их материала является достаточно обоснованным способом проведения таких работ. Следует отметить, что использование при этом справочной конструкторской информации неизбежно приводит к получению осторожных (заниженных) оценок дополнительного срока службы конструкции. Это, в частности, сделало возможным выполнение данной работы.

Результаты динамически прочностных испытаний показывают, что при движении в составе грузовых поездов в несущих конструкциях тележек имеют место, в основном, квазистатические режимы нагружения их рам. На полученные оценки характеристик сопротивления выносливости материала рам тележек оказало негативное влияние наличие несплошностей и посторонних включений.

По результатам проведения указанных работ разработано Техническое решение по продлению срока службы электровозов ВЛ-8.

Устройство автоматического торможения поезда при сходе пассажирского вагона с рельсов

Блохин Е.П., Евдомах Г.В., Михайленко В.М.,
Железнов К.И., Глухов В.В., Гаркави Н.Я.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The device for identifications of the derailment passenger wagons with the following automatic braking of the train was designed. The pilot models of device were subjected of development, emergency and service tests. The results actual test of the device has given.

Физическая природа сходов подвижного состава с рельсов разноплановая, поэтому даже при предельном ужесточении технических требований к состоянию верхнего строения пути и ходовой части подвижного состава не удастся полностью исключить случаи схода с рельсов локомотивов и вагонов. Существенно уменьшить последствия катастроф и аварий, которые обусловлены сходом подвижного состава с рельсов возможно, оборудовав вагоны техническими устройствами наиболее их раннего выявления с последующей автоматической остановкой поезда независимо от того, заметил ли машинист сход и отреагировал ли на него.

Количество катастроф и аварий, которые обусловлены сходом подвижного состава с рельс, составляет в среднем 60...70% от общего количества транспортных происшествий. Следует отметить, что после каждой катастрофы, аварии с инвентарного парка изымается, как правило, 10...15 вагонов. Убытки от схода могут составлять от 20 тысяч до 2 млн. долларов. Кроме того, катастрофы и аварии пассажирских поездов могут приводить к очень тяжёлым последствиям (травматизм и гибель людей). В большинстве случаев после схода отдельной колесной пары поезд еще волочит ее по перегону около 2...5 км, вследствие чего разрушается путь, подвижной состав, перевозимый груз. Имел место случай, когда поезд, в котором произошёл сход (за 2 км до начала моста) отдельной колесной пары с рельсов, разрушил ферму железнодорожного моста, что привело к существенным (2 млн. долларов) убыткам.

Днепропетровским национальным университетом железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна разработано два опытных образца устройства срабатывания автотормозов пассажирского вагона при сходе его колес с рельсов.

Устройство базируется на динамическом принципе и предназначено для выявления схода с рельсов пассажирского вагона с последующим автоматическим торможением поезда, что позволит уменьшить возможные последствия транспортных происшествий, которые обусловлены сходом подвижного состава с рельсов.

Опытное устройство состоит из чувствительного элемента (датчик ускорений), исполнительного прибора и электропневматического клапана, соединённого с тормозной магистралью.

Опытный образец устройства прошел аварийные и эксплуатационные испытания в натурных условиях железных дорог Украины.

Основной целью указанных выше испытаний было уточнение параметров устройства, проверка работоспособности устройства при сходе пассажирского вагона с рельсов и надежности (ложные срабатывания) работы устройства в условиях эксплуатации.

В результате испытаний установлено, что максимальные вертикальные ускорения на полу кузова (над шкворнем) пассажирского вагона в аварийном режиме существенно превышают максимальные вертикальные ускорения в эксплуатационном режиме и позволяют однозначно идентифицировать сход пассажирского вагона с рельсов.

Тренажер машиниста как средство обеспечения безопасности движения поездов и экономии электроэнергии

Блохин¹ Е.П., Лоза² П.А., Железнов¹ К.И., Урсуляк¹ Л.В., Глухов В.В., Бабакова О.В.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина; ² – Придн. ж. д., Днепропетровск, Украина

Structure and functional possibilities of the new variant of the locomotive driver simulator is described in this paper.

Учитывая новые технологии в технике и компьютерной среде, а также опыт стран Европы в изготовлении тренажеров машиниста, в настоящее время ОНИЛ ДППС ДИИТ¹ разрабатывается новый вариант тренажера как программно-аппаратного комплекса, в состав которого входят: платформа для реализации близких к эксплуатационным колебаний кабины локомотива; макет кабины локомотива, установленный на платформе; пульт машиниста с реальными приборами управления сигнализации и индикации, установленные в кабине локомотива; модель тормозной системы локомотива; устройства обмена информацией между управляющим компьютером, расположенным на рабочем месте инструктора и описанным выше оборудованием кабины (аппаратной частью); управляющего компьютера, установленного на рабочем месте инструктора, и компьютера отображения окружающей панорамы, установленного на рабочем месте машиниста (обучаемого либо тестируемого). Программное обеспечение тренажерного комплекса позволяет моделировать основные процессы, происходящие в системах управления, сигнализации, индикации локомотива и динамические процессы в поезде, а также регистрировать и анализировать результаты поездки, которые могут быть представлены в виде справки о поездке и графического анализатора. В процессе движения в каждый момент времени может быть получена информация о распределении по длине поезда растягивающих или сжимающих усилий. Перед выполнением поездки инструктор может для выбранного состава и участка выполнить расчет оптимальной траектории движения поезда с учетом информации об ограничениях скорости движения на участке, поезде, локомотиве и расписании движения. Результаты расчетов – режимы ведения поезда по участку и изменения скорости движения, которые отображаются в графическом виде. Во время выполнения учебной поездки машинист, придерживаясь, рассчитанной для данного поезда и заданных условий движения, оптимальной траектории движения поезда, имеет возможность совершенствовать свой опыт в части сбережения энергоносителей, которые тратятся на тягу поезда. На базе этих материалов инструктором могут быть сделаны, при необходимости, некоторые замечания и выданы соответствующие рекомендации. Инструктор во время выполнения поездки имеет возможность изменять сигналы напольных светофоров, имитировать неисправности в системах локомотива и в системе сигнализации, устанавливать препятствия на участке движения и изменять погодные условия, влияющие на расстояние обзора и условия сцепления колес и рельсов. Эти задания позволяют инструктору проверять готовность машиниста к действиям в нестандартных ситуациях, помогают совершенствовать навыки машиниста, тем самым, повышая его квалификацию. Во время выполнения учебного задания машинист пользуется натурными органами управления локомотивом и видит реальную окружающую панораму участка движения, что позволяет ему чувствовать себя в привычных условиях движения. Для более реалистичного отображения условий движения поезда во время поездки имитируются вертикальные колебания кабины, в том числе при прохождении стыков, боковые толчки в кривых и на стрелках, продольные толчки, вызванные продольными динамическими процессами в поезде, и наклоны кабины в кривых. Кроме того имитируется большое количество звуковых эффектов, возникающих во время движения поезда, – сигналы локомотива, стук колес на стыках, шум в кабине локомотива, связанный с режимами работы силового и вспомогательного оборудования локомотива (тяговых двигателей, компрессоров, вентиляторов и т. п.).

Современные проблемы вождения поездов в условиях оптового рынка электроэнергии

Блохин¹ Е.П., Корниенко² В.В., Пшинько¹ А.Н., Скалозуб¹ В.В.
¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина; ² – Укрзалізниця, Киев, Украина

Results of studies in the field of modern resource-saving and energy saving technologies of trains driving developments under modern market conditions are given.

В докладе представлены результаты исследований и разработок в области создания современных ресурсо- и энергосберегающих технологий вождения поездов в условиях работы железных дорог на Оптовом Рынке Электроэнергии (ОРЭ). Актуальность проблемы развития и совершенствования методов управления движением поездов связана с необходимостью использования критериев минимума стоимости электроэнергии, потребленной на тягу поездов, в то время как в большинстве случаев применяют критерий минимума потребления энергии. При переменных тарифах на электроэнергию (различия ее цены по периодам суток и на различных железнодорожных полигонах) задача расчета оптимальных по стоимости режимов ведения поездов существенно усложняется. Выполненные исследования по анализу стохастических параметров цены электроэнергии на оптовом рынке, по моделированию и оптимизации движения поезда с учетом стохастических свойств напряжений на токоприемнике при учете необходимости оплаты активной и реактивной энергии и другие, свидетельствуют о существенных особенностях технологий и методов вождения поездов в условиях переменных тарифов по критерию минимума стоимости потребленной на тягу электроэнергии. В разработанных технологиях учтены многообразные факторы, которые в должной степени определяют содержание задачи оптимального вождения поездов, имеющей длительный период развития. Показано, что сложность этой задачи определяется полнотой учета совокупности факторов, характеризующих расчетный участок, модель поезда, разнообразные условия процесса движения по переменному профилю пути, возникающие при этом силы, др. В зависимости от целей управления, достоверности имеющихся данных для расчета оптимальных режимов тяги в работе применяются различные методы, основанные на моделях непрерывного, дискретного оптимального управления, а также смешанных – дискретно-непрерывных.

Для расчетов режимов вождения поездов в условиях ОРЭ построена модель стохастического оптимального управления, учитывающая основные ограничения задачи выбора режимов тяги, целевая функция которой включает прогнозируемые величины тарифа в ОРЭ в различные периоды суток. Параметры математической модели настраиваются на основании данных ОРЭ. В связи с неопределенностью ряда параметров, используемых для расчетов режимов управления, разработан и программно реализован адаптивный метод в виде экспертной системы с нечеткими правилами, предназначенной для выбора рациональных режимов ведения поездов по данным отклонения параметров от эталонного управления. Параметрами нечетких правил управления являются: различие во времени хода по участку «отставание (сильное, слабое, отсутствует)» и «опережение (отсутствует, слабое, сильное)», отклонение скорости, разница масс расчетного и поезда из эталонной поездки и др., а в качестве нечеткого управления выдаются рекомендации по управлению контролером. В докладе приведены примеры расчета рационального управления на основе экспертной системы, свидетельствующие об эффективности метода.

Рассмотрена проблема компенсации реактивной мощности в системах электроснабжения в связи со стоимостной оптимизацией режимов вождения поездов. Для использования уточненного функционала задачи расчета оптимальных по стоимости режимов тяги, используя данные опытных поездок на ВЛ-80т, построены математические модели коэффициента мощности, что обеспечило возможность более точного учета различия стоимости активной и реактивной энергии. Разработанная технология ведения поездов по критерию минимума стоимости электроэнергии программно реализована, включая функцию сравнительного анализа режимов ведения по различным критериям.

К вопросу определения допускаемых скоростей движения грузовых вагонов

Блохин¹ Е.П., Коротенко¹ М.Л., Лашко² А.Д.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина; ² – Укрзализныця, Киев, Украина

Regulations for the determination of permissible motion speeds for the freight cars on the basis of field tests are considered in the presentation

Как известно, допускаемые скорости движения вагонов определяются из сопоставления найденных по данным опытов значений динамических показателей с их допускаемыми значениями. Так как в данном случае речь идет о динамических ходовых испытаниях, то динамические показатели, определяемые в конструкции пути, не рассматриваются. Анализ имеющихся нормативных документов показывает, что существуют два подхода к определению допускаемых скоростей движения грузовых вагонов, которые отличаются способом определения по результатам опытов исходной величины рамной силы.

В первом случае в качестве исходной величины рамной силы берется ее вероятностная максимальная величина $N_{р,вер}$, определенная с некоторой доверительной вероятностью P_d . В связи с определением допускаемых скоростей по величинам показателей динамических качеств, определенных с заданной доверительной вероятностью, можно заметить следующее: а) в разных нормативных документах приводятся разные значения доверительной вероятности, что приводит к тому, что для одних и тех же данных опытов для одного и того же вагона можно получить разные значения допускаемых скоростей; б) в исходных документах не приводятся обоснования принятых значений доверительных вероятностей; в) неизвестна степень риска, соответствующая принятым доверительным вероятностям.

Второй подход к определению допускаемой скорости движения вагонов вытекает из реализации условий безопасности движения в процессе проведения ходовых испытаний. В рассмотренных нормативных документах оговорены условия, которые необходимо соблюдать для обеспечения безопасности движения и условия, при которых движение недопустимо. В частности, требуется во время каждой опытной поездки в прямых и кривых участках, а также на стрелочных переводах проводить экспресс-анализ с оценкой максимальных значений необходимых динамических показателей и прекращать поездки с такой скоростью, если возникает угроза безопасности движения. Рассмотренные нормативные документы для обеспечения безопасности движения при каждой отдельно взятой опытной поездке требуют прекращения проведения испытаний при данной скорости при достижении максимальных измеренных (а не полученных в результате камеральной статистической обработки) рамных сил величин, определенных ТМ и РД в том или ином конкретном случае. Естественно, что если по условиям безопасности поездки при данной скорости прекращены, то отпадает вопрос о получении необходимого для статистической обработки количества измерений. Из ограничения скорости в процессе проведения опытов следует и ограничение допускаемой скорости для эксплуатации вагона, так как очевидно, что недопустимая скорость при проведении испытаний не должна быть допустима в эксплуатации. В том случае, если допускаемые скорости, полученные при разных подходах, различны, то допустимой является меньшая из них.

Необходимо обратить внимание на положение, которое имеется в ряде нормативных документов и в котором указано, что особая осторожность должна проявляться при переходе к качественно новым режимам движения. Это предостережение прямо относится к грузовым вагонам на тележках типа 18-100, так как они часто в диапазоне эксплуатационных скоростей теряют устойчивость движения и после интенсивно нарастания сил и перемещений переходят в режим автоколебаний, которые опасны не только тем, что величины, прежде всего рамных сил, превышают допускаемые значения, но и тем, что эти опасные величины многократно повторяются.

К оценке устойчивости движения четырехосных полувагонов с колесами, имеющими разные типы профиля и разную степень износа

Блохин Е.П., Коротенко М.Л., Грановский Р.Б., Клименко И.В.,
Кострица С.А., Гаркави Н.Я., Федоров Е.Ф.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The experimental data obtained for half car stability motion are under consideration. The wheels had different profile and different stage of erosion after exploitation. Three standard bodies of half car of 18-100 model were tested.

Грузовые вагоны на типовых тележках модели 18-100 имеют критические скорости ниже конструкционной. Поэтому динамические качества вагонов и их допускаемые скорости существенно зависят от величин, характеризующих их неустойчивость движения.

Исследование влияния конфигурации профиля колеса на устойчивость движения вагона представляет интерес не только потому, что она изменяется при износе колеса, но и потому, что в настоящее время с целью уменьшения износа в системе «колесо-рельс» применявшийся в течение ряда лет линейный стандартный (ГОСТ 10791) профиль заменяется профилями (УЗ-ДИИТ, ИТМ-73), которые уже в неизношенном состоянии имеют криволинейную форму, в большей или меньшей степени близкую к приработанной за счет износа.

Рассмотрены некоторые данные, полученные в процессе ходовых динамических испытаний, касающиеся устойчивости движения полувагонов, колеса которых имеют разные типы профиля и разную степень его износа. Испытаниям подвергались три порожних полувагона со стандартными тележками модели 18-100. Вагон № 1 имел колеса, обточенные по профилю УЗ-ДИИТ, вагон № 2 – колеса со стандартным профилем, а вагон № 3 – колеса с профилем ИТМ-73. Испытания проводились в два этапа. На первом этапе колеса были в неизношенном состоянии, а на втором – имели износ после пробега порядка 170 тыс. км.

Так как закономерности изменения обобщенных координат, определяющих движение вагонов, по данным испытаний установить достаточно сложно, то устойчивость движения вагонов устанавливалась по изменениям рамных сил, которые, так или иначе, зависят от перемещений тел рассматриваемой системы. Для удобства сравнения отдельных опытных вагонов рассматривались величины коэффициентов горизонтальной динамики.

Анализ графиков зависимости коэффициентов горизонтальной динамики от скорости движения вагонов, показывает, что на них можно выделить три участка: первый пологий, соответствующий асимптотически устойчивому движению вагона, второй, соответствующий интенсивному нарастанию рамных сил после потери устойчивости движения вагона, и третий также пологий, соответствующий режиму автоколебаний при достаточно больших величинах рамных сил, близких к наибольшему допускаемому значению. На основании анализа указанных выше графиков получены значения критических скоростей с точки зрения устойчивости движения и интенсивностей нарастания рамных сил в зависимости от изменения скорости при разных типах профиля и степени его износа. Получены значения допускаемых скоростей и запаса допускаемой скорости по отношению к критической с точки зрения устойчивости движения. Оказалось, что этот запас практически невелик и существенно зависит от конфигурации поверхности катания колес. С другой стороны, рамные силы, которые устанавливаются в процессе автоколебаний, опасны не только тем, что имеют значительную величину, но и тем, что они многократно повторяются в процессе движения вагона, и их величины существенно зависят от параметров системы. Поэтому настоятельно необходимо, чтобы грузовые вагоны нового поколения имели критическую скорость с точки зрения устойчивости движения более высокую, чем конструкционная.

Уточнение расчета динамических нагрузок пятникового узла грузового вагона

Бобылькова Е.А.
БГТУ, Брянск, Россия

To determine car body rotation stiffness, finite-element car body model is developed. The results obtained for the model by the simulations for different track shape and motion speeds are given.

Одним из ответственных и быстро изнашивающихся узлов грузового вагона является узел пятник-подпятник. Через него передаются значительные вертикальные нагрузки, а при движении вагона пятник поворачивается относительно подпятника как при входе в кривые, так и при движении в прямых участках пути за счет влияния тележки. Дополнительный эффект вносит так называемая перевалка кузова при его колебаниях относительно продольной оси пути. Значительный износ наблюдается уже через 1-2 года эксплуатации. Для разработки более долговечных конструкций необходимо уметь прогнозировать износ такого узла на стадии проектирования методами компьютерного моделирования. Первой частной задачей при моделировании процессов износа становится определение работы сил трения и траекторий относительного движения при различных положениях пятника относительно подпятника при движении вагона. Это можно сделать с помощью программного комплекса «Универсальный механизм», предназначенного для моделирования динамики системы твердых тел.

В моделях вагонов для «Универсального механизма» кузов, как правило, представляет собой твердое тело, имеющее инерциальные характеристики реального кузова. Для исследования различных задач упругие свойства кузова не играют заметной роли, однако для исследования процессов износа пятника, важно сохранить условия взаимодействия кузова и с подпятником и со скользящими на обеих тележках. В этих процессах крутильная жесткость кузова может оказать существенное влияние. Для оценки влияния крутильной жесткости кузова на взаимодействие кузова с тележками модель грузового вагона в УМ была модифицирована. Кузов представлен двумя телами, связанными цилиндрическим шарниром, позволяющим поворот частей кузова относительно продольной оси, и пружиной, жесткость которой соответствует крутильной жесткости кузова. Таким образом, модель вагона в ПК УМ включает в себя две тележки и кузов из двух соединенных частей. В тележке смоделированы колесные пары, центральное подвешивание с клиновым гасителем и надрессорная балка, все зазоры между конструктивными элементами учтены. Для определения крутильной жесткости была подготовлена конечноэлементная модель кузова в программном комплексе DSMFem. Разбивка кузова включает около 120000 элементов. Расчеты для различных кузовов показали, что крутильная жесткость кузовов меняется в широких пределах, для полувагона она составила $1,24 \cdot 10^6$ Нм/рад, для минераловоза – $1,28 \cdot 10^7$ Нм/рад (влияние самого груза на жесткость не учитывалось).

Проведено моделирование движения полувагона на участке пути для различных профилей пути и скоростей движения. Моделировалось также движение вагона в составе электромеханической модели поезда при разгоне состава тепловозом с максимальной силой тяги. Проанализированы вертикальные силы на скользящих и углы поворота надрессорной балки относительно кузова для двух вариантов модели: с учетом и без учета крутильной жесткости кузова.

Моделирование показывает, что в случае учета податливости кузова при кручении зависимости сил и углов поворота от времени качественно принципиально не меняются, но количественно значения сил и углов отличаются на 15...23 %. Вертикальная сила на скользящих оказывает заметное влияние на извилистое движение тележки и, соответственно, на износ пятникового узла и учитывается при определении работы сил трения и прогнозировании износа пятникового узла.

Анализ эффективности работы существующих поглощающих аппаратов пассажирских вагонов

Богомаз Е.Г., Горобец Д.В., Мигур В.В.
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

The efficiency of various types of automatic coupler draft gears for passenger's safety under emergency conditions is analyzed. The necessity of cars equipments by additional protection devices for passenger's safety is shown.

Методами математического моделирования произведена оценка возможности обеспечения поглощающими аппаратами автосцепок безопасности пассажиров при аварийных столкновениях поездов или наезде поезда на неподвижную преграду.

Проведены исследования динамики пассажирского скоростного поезда в аварийной ситуации при действии ударных воздействий. Выполнена оценка динамических нагрузок, действующих на конструкцию вагона, и уровня ускорений, возникающих при аварийных соударениях. В качестве критерия безопасности пассажиров рассматривался уровень продольных ускорений, действующих на пассажиров. Предельным уровнем ускорений в аварийных режимах нагружения пассажирских поездов приняты значения ускорений, изменяющиеся в диапазоне $3 \dots 5 \text{ g}$.

Объектом исследования выбран пассажирский поезд, состоящий из локомотива, вагона для перевозки автомобилей и 7 пассажирских вагонов.

Исследованы такие типы соударений как столкновение поезда с неподвижной преградой (масса преграды варьировалась от 10 до 400 т); лобовое столкновение поездов; удар одного поезда в хвостовую часть другого.

Анализ динамики экипажей поезда в указанных аварийных столкновениях показал необходимость оборудования вагонов дополнительной защитой с целью повышения безопасности перевозки пассажиров.

Використання інформації бортових систем діагностування з метою прогнозування зміни технічного стану вузлів локомотива

Боднар Б.Є., Очкасов О.Б.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Possibilities of the use of information of the systems of on board diagnosing are considered for prognostication of change of the technical state of locomotives.

На сьогоднішній день в локомотивному господарстві Укрзалізниці експлуатуються локомотиви, які обладнані сучасними бортовими системами діагностування (електровози ДЕ1, ДС3, тепловози ТЕП150, дизель-поїзд ДЕЛ02, та інші). Більшість існуючих систем діагностування мають можливість зчитування інформації з бортових модулів пам'яті для подальшого аналізу, але на сьогоднішній день такий аналіз виконується не в повній мірі. Це пов'язано з відсутністю спеціалізованих програмних засобів, які реалізують методи розрахунку міжремонтних періодів на основі аналізу діагностичної інформації, відсутністю інформації про технічний стан та відмови обладнання локомотивів під час експлуатації.

В теорії технічної діагностики задача прогнозування зміни технічного стану об'єкта до відмови на основі результатів діагностування не є новою, подібні задачі вирішувались як для залізничного, так і інших видів транспорту. Вирішення цієї задачі зводиться до прогнозування термінів відмови деталей рухомого складу. Прогнозування терміну відмови вимагає неодноразового проведення діагностувань, кількість яких залежить від технічного стану локомотива. Якщо використовується бортова система діагностування, то момент виконання прогнозу може розглядатися як період часу між зчитуваннями та обробкою інформації бортових систем діагностування. Кінцевим результатом визначення остаточного ресурсу вузла, в будь-якому випадку, буде висновок про необхідність проведення ремонту та обсяг ремонту.

Найпростіші методи прогнозування технічного стану об'єктів базуються на аналізі статистичної інформації про зміну технічного стану групи однотипних об'єктів. Вони достатньо точно характеризують надійність локомотивів, тобто дозволяють оцінити середнє напрацювання на відмову, вірогідність відмови локомотива при певному пробігу, ресурс його агрегатів та ін. Цей підхід може бути використаний на попередньому етапі розробки системи утримання локомотивів, що базується на обробці результатів діагностування. В теорії технічної діагностики існують і більш складні методи, які базуються не лише на оцінці імовірнісних характеристик, а і на оцінці параметрів відновлення вузла. За відсутності цих відомостей не можна раціонально організувати ремонт. Основною проблемою впровадження розглянутих методів є визначення критерію, тобто параметру, за яким буде оцінюватись зміна технічного стану кожного конкретного вузла і агрегату локомотива. Визначення цього критерію не можливе без розробки та впровадження спеціалізованих програмних засобів для накопичення і аналізу достатніх обсягів статистичної інформації, що характеризують технічний стан кожного локомотива. Для підвищення ефективності обробки діагностичної інформації бортових систем діагностування електровозів ДЭ1, в локомотивному депо Н.-Дн.-Вузол введений в експлуатацію програмний комплекс розшифровки інформації бортових систем діагностування електровозів ДЭ1 розробки ГП НІІЭС «Квант Радіоелектроніка» (Київ). В депо також впроваджена автоматизована система обліку і обробки інформації про надійність локомотивів «Надійність» розробки кафедри «Локомотиви» ДПТ'у. Впровадження даних комплексів – це I етап організації в локомотивному депо обробки інформації бортових систем діагностування, направленої на розробку методів аналізу накопиченої інформації і розробку системи утримання локомотивів, що враховує фактичний технічний стан кожного локомотива. Як показує практика, необхідно більш ефективно проводити аналіз зібраної інформації. Додатково необхідно приділяти увагу перевірці технічного стану системи діагностування, працездатності датчиків та каналів вводу інформації.

Визначення залежності витрат на ремонт від параметрів системи утримування локомотивів

Боднар Є.Б.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The method of definition of analytical dependence of charges is offered on repair from the parameters of the system of retaining of locomotives.

Практика експлуатації локомотивів показує, що при старінні збільшуються витрати на підтримання їх у працездатному стані. Щоб попередити негативний вплив старіння на парк рухомого складу, необхідно формувати систему утримування локомотивів з урахуванням технічного стану на основі інформаційних технологій для обліку і аналізу даних про експлуатацію і ремонт їх обладнання.

Одержання аналітичної залежності витрат на ремонт локомотивів від параметрів системи їх утримування дозволяє вибирати раціональну систему утримування вузлів і систем локомотивів без проведення трудомістких обчислень через моделювання параметрів.

Задача визначення раціональної системи утримування є задачею багато параметричною і зводиться до визначення мінімуму функції, що залежить від трьох змінних: максимально припустимої швидкості приросту середньої кількості відмов \bar{h} , мінімального пробігу між найближчими ремонтами ℓ і пробігу до кінця експлуатації технічного об'єкта X .

Для одержання аналітичної залежності витрат на утримування від цих трьох параметрів, скористаємося методом планування експерименту Бокса-Уілсона.

Для проведення експерименту необхідно мати можливість впливати на рішення задачі. Усі способи такого впливу називаються факторами, які позначимо через x_i . Тоді для нашого випадку запишемо

$$x_1 = \frac{h - h_{cp}}{\Delta h}; \quad x_2 = \frac{\ell - \ell_{cp}}{\Delta \ell}; \quad x_3 = \frac{X - X_{cp}}{\Delta X}.$$

Кожен фактор має область визначення.

Для рішення задачі використовувався повний факторний експеримент із «зоряними» точками по осям. Була складена матриця планування експерименту і математична модель. Математичною моделлю є рівняння, яке зв'язує параметр оптимізації з факторами. У загальному виді її можна представити залежністю $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$. Така залежність називається функцією відгуку.

Перевірка запропонованої методики проводилася на прикладі електроустаткування та тягових двигунів електровоза ДЕ1.

Для нашого випадку математична модель має вигляд

$$Z = b_{000} + b_{100}x_1 + b_{010}x_2 + b_{001}x_3 + b_{110}x_1x_2 + b_{101}x_1x_3 + b_{011}x_2x_3 + b_{111}x_1x_2x_3 + b_{200}x_1^2 + b_{020}x_2^2 + b_{002}x_3^2.$$

Після визначення коефіцієнтів моделі одержана система рівнянь.

У результаті рішення системи одержано значення факторів, мінімізуючих сумарні витрати на ремонт апаратів силового ланцюга електровоза ДЕ1.

Проведено зіставлення залежності сумарних витрат при поліноміальній апроксимації і апроксимації, отриманої за допомогою планування експерименту.

Виходячи з одержаних результатів і незначної похибки, зроблено висновок, що метод планування експерименту може бути використаний для розрахунків залежностей сумарних витрат на ремонт від мінімального пробігу між сусідніми ремонтами інших вузлів локомотивів.

Аппаратно-программный комплекс испытаний маневровых тепловозов с электронным управлением

Боднар¹ Б.Е., Красильников¹ В.Н., Красильников² М.В.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина;

² – ЗАО «Укрэнерготранс», Днепропетровск, Украина

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

Одним из направлений в работе Днепропетровского тепловозоремонтного завода (ДТРЗ), базового в Украине по ремонту тепловозов ТЭ10, ТЭ116, ТЭМ2, ЧМЭЗ, является совершенствование технологии испытаний и диагностирования электронного оборудования тепловозов указанных серий. На завод поступают в ремонт тепловозы, оборудованные унифицированной микропроцессорной системой автоматического управления (УСТА). В состав системы входят блок регулирования УСТА-4 и измерительные преобразователи (датчики) ЭП2716, а с 2005 года устанавливают блок регулирования нового поколения УСТА-5 и преобразователи напряжения ПН1. Блок УСТА-5 содержит: плату процессора, две платы гальванических развязок, две платы выходных ключей, плату питания и две платы управления ШИМ. Управляющая программа процессора и количество измерительных преобразователей зависят от серии тепловоза. Функционально система УСТА на маневровых тепловозах ТЭМ2 и ЧМЭЗ предназначена для регулирования тяговой электропередачи локомотива в режимах тяги, электрического торможения и регулирования напряжения вспомогательного генератора («Локомотив», №6-9, 2007).

На маневровых тепловозах ЧМЭЗЭ и ЧМЭЗТ применяются электронные регуляторы GC-40P, GC-35P, GC-43P, GC-74P и электронные датчики GA33, GA22, GA26, GA28, составляющие основу автоматизированной системы управления электропередачей тепловозов разных лет выпуска. Электронные регуляторы мощности и торможения (ЭРМТ) отличаются конструкцией и количеством функциональных блоков.

Для проведения комплексных испытаний и диагностирования электронного оборудования маневровых тепловозов, в соответствии с программой сбережения топливно-энергетических ресурсов, авторами разработан и внедрен на ДТРЗ специализированный аппаратно-программный комплекс. Основу данного технологического устройства составляют стенды с автоматизированной системой измерения параметров. Здесь проводят проверки функционирования, измерения параметров и настройку электронного оборудования в режимах регулирования мощности и электродинамического торможения. В состав стендов входят блоки питания, стабилизаторы напряжения, измерительные приборы, низкочастотный генератор, имитаторы датчиков тока и напряжения тягового генератора, тока возбуждения тяговых электродвигателей, частоты вращения вала дизеля, контроллера машиниста. Функции исполнительных устройств электрической схемы тепловоза выполняют малогабаритные реле типа ТРПУ на 110 В. Аппаратно-программную часть комплекса составляют ноутбук и микропроцессорный блок (МБ), содержащий 16-разрядный аналого-цифровой преобразователь (± 15 В, частота 100 кГц), аналоговый мультиплексор, программную память на 4 Мб (энергонезависимая интегральная микросхема), оперативную память на 128 Мб, разъемы питания и сопряжения RS-232. Подключается МБ через специальные технологические платы, находящиеся на лицевой стороне электронных регуляторов тепловозов ЧМЭЗЭ и ЧМЭЗТ, и позволяет проводить диагностирование и измерение параметров сигналов по 24 каналам. Результаты испытаний и диагностирования выдаются на экран ПЭВМ в виде таблиц, графиков и диаграмм.

Экспериментальное определение нагруженности элементов тягового привода локомотива

Бондарев А.М.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

On the basis of the results received at carrying out of acceptance tests, conclusions about conformity of a traction drive of the skilled locomotive to requirements of Normative documents are made.

В докладе излагаются некоторые результаты, полученные при проведении приемочных испытаний грузового шестиосного тепловоза ER 20 мощностью 2400 кВт с приводом второго класса и с асинхронными тяговыми двигателями:

1. Максимальные значения крутящих моментов на валу тягового двигателя в длительном режиме тяги, или же в режиме реостатного торможения, а также динамические составляющие крутящего момента при движении локомотива по разным участкам пути и с различными скоростями;

2. Кинематические характеристики (взаимные перемещения: колесных пар и рам тележек; корпусов редуктора и тягового двигателя), позволившие определить максимальные осевые и радиальные расцентровки и установить их соответствие допускаемым значениям из условий компенсирующих возможностей муфты, передающей крутящий момент от тягового двигателя к колесной паре;

3. Величины максимальных ускорений в вертикальной плоскости тягового двигателя и тягового редуктора.

В тяговом приводе второго класса, когда тяговый крутящий момент от тягового двигателя передается муфте компенсации и далее посредством тягового редуктора к колесной паре, осевая и радиальная расцентровки определялись соответствующим пересчетом измеренных горизонтальных поперечных перемещений колесной пары относительно рамы тележки и двух вертикальных перемещений буксовых узлов.

Величины моментов, которыми нагружался вал тягового двигателя, измерялись с помощью полумоста из двух рабочих тензорезисторов, установленных на кронштейне опирания тягового двигателя на поперечный брус рамы тележки.

Ускорения определялись с помощью акселерометров.

Обработка результатов измерений, согласно требованиям [1], проводилась в частотных диапазонах: 0...1000 Гц – для тягового привода; 0...100 Гц – для необдресоренных элементов; 0...50 Гц – для обдресоренных элементов. При проверке соответствия требованиям норм [1] принималось, что элементы оборудования, жестко закрепленные на неподдресоренных частях тележки, рассчитываются на действие вертикальных ускорений 5g, оборудование, жестко закрепленное на обдресоренной раме тележки, за исключением тягового двигателя, рассчитывается на вертикальные ускорения 2g в средней части (между колесными парами) и 3g на консольных частях.

Полученные результаты показали, что испытуемый тепловоз, по вышеотмеченным параметрам, соответствует ТЗ и требованиям норм [1].

1. Нормы для расчета прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М., 1998. – 145 с.

**Динамические показатели локомотивов ТЭП150, ТЭП 70, ЧС2
с предельно изношенными бандажами,
проточенными по профилю фирмы «МИНЕТЕК»**

Бондарев А.М., Горобец В.Л., Грановский Р.Б., Гаркави Н.Я.,
Заболотный А.Н., Ягода Д.А., Федоров Е.Ф., Чистяк² В.Г.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина; ² – Укрзалізниця, Киев, Украина

The results of tests to establishment of the maximal run speed of the locomotives with limiting deterioration of the bandages of wheel are given.

В настоящее время на железных дорогах Украины в локомотивном парке используются бандажи, проточенные по профилю фирмы «МИНЕТЕК». Инструкцией ВНД 32.0.07.001-2001 за-прещается постановка локомотивов в поездах:

1. при скоростях движения до 120 км/час, если толщина гребня на расстоянии 13 мм от круга катания колесных пар более 25 мм, или менее 23 мм;
2. при скоростях движения от 120 до 140 км/час, если толщина гребня на расстоянии 13 мм от круга катания колесных пар более 27,5 мм, или менее 26 мм;
3. при вертикальном подрезе гребня высотой более 18 мм;
4. если разница диаметров бандажей колесных пар по кругу катания в комплекте под секцией локомотива больше 12 мм;
5. если остроконечный накат на гребне колесной пары с высотой гребня 28мм.
– меньше 6,5 мм².

С целью установления максимальных скоростей движения при предельно изношенных бандажах колес, были выполнены динамические ходовые испытания магистральных тепловозов ТЭП150, ТЭП70 и электровозов ДС3, ЧС7, ЧС8 и ЧС2. Испытания на участках, где по состоянию пути и специальным распоряжением разрешается движение со скоростями до 180 км/час. Перед проведением испытаний были проведены регламентированные обмеры бандажей. При их проведении измерялись, а затем обрабатывались и определялись предусмотренные Нормами [1] показатели вертикальной и горизонтальной динамики, показатели плавности хода, коэффициенты запаса устойчивости от схода колес с рельс.

В процессе испытаний были реализованы конструкционные скорости. По показателям плавности хода, по величинам коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики, а также по величинам коэффициентов запаса устойчивости от схода колес с рельс было установлено, что предельный износ бандажей вышеуказанных локомотивов, на уровне требований инструкции ВНД 32.0.07.001-2001, не вносит ограничений на максимальные скорости движения. Ограничения по максимальной скорости движения локомотива определялись параметрами их экипажных частей, что и нашло подтверждение при проведении испытаний тепловоза ТЭП150.

1. Нормы для расчета прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 м. – М: ВНИИЖТ РФ, 1998. – 145 с.

² – горизонтальная проекция рабочей поверхности гребня, одна точка которой размещена на расстоянии 2 мм от вершины гребня, а другая – на расстоянии 13 мм от круга катания

Вплив стану залізничної ділянки і структури поїздопотoku на життєвий цикл колії

Бондаренко І.О., Курган Д.М.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The criterion of an estimation influence a rolling stock on a track which results in the end of a resource the basis under rails and necessities of replacement the top structure in view of a condition of a way and structure of a stream of trains on a site is offered.

Основним критерієм призначення модернізації є пропущений тоннаж. Дійсно, основна робота, яку виконує колія, і від якої відбувається її поступове зношування є сприйняття навантаження від рухомого складу. Звичайно на процес вичерпання ресурсу колії буде впливати не тільки загальний обсяг сприйнятого навантаження, а і його структура, а також стан колії і система ремонтів по відновленню її працездатного стану. Тому необхідно мати критерій, що враховує наведені чинники і надає змогу визначити ступень зношування колії, і як наслідок величину витрат на її ремонт та термін роботи.

Для перерізу колії пропущений тоннаж можна представити як суму ваги, яка передається на нього від кожного колеса, що проїхало. Доцільно розглядати не статичне, а динамічне навантаження з урахуванням ступеня вірогідності.

Механічна робота, яку буде виконувати діюча на переріз колії сила можна визначити як добуток цієї сили на переміщення, яке вона спричиняє. Для колії таким переміщенням буде вертикальний прогин. Дію від колеса на переріз рейки і відповідний прогин можна визначити за практичними розрахунками колії на міцність. Таким чином пропонується кількісний критерій дії на колію – механічна робота вертикальної сили на переріз колії. Такий показник можна вважати більш розкритою формою пропущеного тоннажу і використовувати для оцінки поступового зношування колії і строків призначення ремонтів, але з урахуванням характеристик рухомого складу і стану колії.

На основі виконаних розрахунків дана порівняльна оцінка впливу структури поїздопотoku і стану ділянки на величину дії на колію і відповідно на швидкість її поступового зношування. Без деталізації можна відокремити три стани колії: 1 – працездатний стан (наявність відхилень I...II ступеня, модуль пружності підрейкової основи 50 МПа), 2 – частково працездатний стан (відхилення III ступеня, модуль пружності підрейкової основи 30 МПа), 3 – стан, що наблизився до непрацездатного (відхилення IV ступеня, модуль пружності підрейкової основи 15 МПа).

Отриманні напруження в елементах верхньої будови колії показують, що вони не перевищують допустимі значення для всіх розглянутих станів колії і швидкостей руху. Як і передбачалося відхилення у значеннях модуля пружності підрейкової основи та наявність відхилень утримання у дозволених межах не приводять до порушення умов міцності колії. Але тривале збільшення дії на колію прискорює зношування всіх елементів колії і наближати строк проведення ремонтів.

Аналіз результатів розрахунків виконаних для різних одиниць рухомого складу, показав, що зміна величини роботи вертикальної сили суттєво залежить від стану колії. Причому співвідношення роботи для різних станів колії майже не змінюється в залежності від типу рухомого складу і швидкості руху. Так при переходу колії в частково працездатний стан обсяг роботи вертикальних сил збільшився в 1,7 разів; а при переході колії у стан, що наближається до непрацездатного – в 3,2 рази.

Оценка пределов увеличения грузоподъемности вагонов и возможных путей их достижения

Бороненко Ю.П.
ПГУПС, . Санкт-Петербург, Россия

The paper investigates the possibilities to increase the capacity of freight wagons by reducing the empty weight, increasing the axleloads and implementation of new design solutions. Analysis of factors to be considered when making decisions on development of wagons with increased capacity is proposed.

Повышение глобальной конкурентоспособности железнодорожного транспорта напрямую связано с повышением производительности грузовых вагонов. Производительность вагона во многом определяется его грузоподъемностью. Рассматриваются возможности увеличения грузоподъемности вагонов за счет: уменьшения массы тары; повышения осевых нагрузок; применения новых конструктивных решений. Для оценки предела увеличения грузоподъемности предлагается считать, что если вагон успешно эксплуатируется при таких-то показателях нагруженности, то и с новыми величинами грузоподъемности он будет успешно работать, если показатели нагруженности будут не больше уже достигнутых. В характеристиках нагруженности предлагается выделять статическую и динамическую компоненты. При увеличении грузоподъемности растет статическая составляющая, поэтому динамическую составляющую предлагается снижать за счет улучшенных систем амортизации и снижения допускаемых скоростей движения. При таком подходе в оценке пределов увеличения грузоподъемности появляется возможность использовать нормативные значения сил, напряжений, коэффициентов запаса Норм безопасности РС ФЖТ. Определение условий достижения этих предельных значений производится методами моделирования.

Уменьшение тары за счет новых материалов и оптимизации несущих сечений для современных конструкций вагонов позволят увеличить грузоподъемность не более, чем на 3%. Анализируются проблемы, возникающие при увеличении грузоподъемности контейнерных платформ на 4% с 69 до 72 т. Главные ограничения – усталостная прочность и устойчивость порожних вагонов. Предпочтительный материал для инновационных конструкций высокопрочная сталь с пределом текучести более 1000 МПа.

Увеличение осевых нагрузок позволяет повысить грузоподъемность на 15% (нагрузка на ось 27 т) без снижения существующих скоростей движения и на 30% (нагрузка на ось 30 т) при ограничении максимальной скорости движения 80 км/ч. Главное ограничение – уровень динамических напряжений в основной площадке земляного полотна. На этой базе формулируются технические требования к новым тележкам и показывается, что предпочтительный вариант – применение тележек с упругой связью между рамой и буксами и установкой в кривых близкой к радиальной (тележки дружественные к пути). Применение новых конструктивных решений актуально для вагонов с низкой статической нагрузкой и позволяет увеличить грузоподъемность на 40...100% в основном за счет увеличения вместимости. Главное ограничение – недостаточная устойчивость от опрокидывания при действии боковой силы давления ветра из-за большой площади поверхности и высокого положения центра масс. Предпочтительные пути достижения – применение сочлененных конструкций, снижение центра масс, использование упругих деформаций несущих конструкций для увеличения объема. Приводятся примеры увеличения грузоподъемности для крытых вагонов, вагонов-автомобилевозов, платформ для леса, щепы, контейнеров, реализованные в проектах ФГУП НВЦ «Вагоны» и намечаются пути решения возникающих проблем.

В заключение показывается, что повышение осевых нагрузок стратегически важное направление развития железнодорожного транспорта и допустимая осевая нагрузка 30 т должна стать единой для стран СНГ.

К вопросу о расчете балок, лежащих на упругом основании

Брынза А.А., Петерин А.П.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Use the package Mathcad is Considered in calculation of the beams, resting upon springy base. The Considered calculation infinitely long beam lying on uniform springy base, short beam lying on the grounds of variable acerbity, longitudinal-transverse deforming the beam resting upon springy base at action of the different loads.

Расчет балок на упругом основании часто встречается в машиностроении и строительстве. Однако при изучении курсов строительной механики и сопротивления материалов он излагается недостаточно, в виду сложности и громоздкости решений. В работе предлагается при изучении этого раздела использовать математический пакет Mathcad. Это позволит упростить решение, существенно уменьшить время на изучение этого раздела, рассмотреть целый ряд частных задач и научить студентов компьютерным технологиям, которые они могут применять в своей будущей работе.

При расчете полубесконечной и бесконечной балок на винклеровском основании используются точные решения. С помощью функций Mathcad составляются выражения внутренних усилий и перемещений, возникающих от действия внешних нагрузок. Применение пакета Mathcad позволяет довольно просто получить решение при различных видах нагружения. Рассмотрен расчет рельса, нагруженного весом локомотива при использовании моделей бесконечной и полубесконечной балок. Первая соответствует условиям работы бесстыкового пути, а вторая позволяет исследовать краевой эффект, возникающий в рельсе при прохождении локомотива через стык. Приведены эпюры внутренних усилий и перемещений, найдены наибольшие напряжения в рельсе.

Рассмотрены расчеты балки на винклеровском основании с постоянным, кусочно-постоянным и дискретным коэффициентом жесткости. Как известно, при точном решении задачи по изгибу балки, лежащей на однородном упругом основании, общий интеграл дифференциального уравнения выражается через функции Крылова. Однако использование этих функций при решении конкретных задач часто создает большие трудности. В работе решение находилось путем непосредственного интегрирования исходного дифференциального уравнения 4-го порядка с помощью вычислительного блока Given...Odesolve. Выражения для внутренних усилий находились путем дифференцирования выражений для перемещений балки с помощью специальных функций Mathcad. Рассмотрен расчет балки, лежащей на однородном основании на действие разных нагрузок. Показано применение этой методики для расчета шпалы. Приводятся расчеты балки, лежащей на упругом основании кусочно-постоянной и дискретной жесткости. При вводе выражений для нагрузок и коэффициента жесткости основания использовались булевы логические операторы. Произведен также расчет балки, опирающейся на упругие опоры разной ширины. Приведены эпюры перемещений и внутренних усилий.

Рассмотрен продольно-поперечный изгиб стержня на упругом основании. Решение находится путем непосредственного интегрирования исходного дифференциального уравнения с помощью специальных функций Mathcad. Решена задача при эксцентричном действии сжимающей нагрузки. Приведены результаты решений при различных случаях нагружения сжато-изогнутого стержня.

Применение математического пакета Mathcad позволяет существенно упростить решение такой сложной задачи как расчет балки на упругом основании, рассмотреть ряд частных задач и улучшить анализ полученных результатов.

Оценка прочности вагона-платформы под действием эксплуатационных нагрузок

Бубнов¹ В.М., Мямлин¹ С.В., Андрущенко² Н.Л.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина; ² – ООО «ГСКБВ», Мариуполь, Украина

Strength of a flat-car is calculated, and the optimal force scheme of the structure is chosen. It is shown that the considered flat-car meets all the requirements necessary for the freight cars.

Производство длиннобазных платформ определилось как одно из наиболее приоритетных направлений украинского вагоностроения. Особым спросом пользуются универсальные платформы, приспособленные для перевозки нескольких видов груза, что сводит к минимуму порожние пробеги и повышает эффективность использования платформы.

К рассмотрению предлагается одна из последних разработок ОАО «Азовмаш» – вагон-платформа для перевозки труб, толстолистового проката, пиломатериалов и лесоматериалов. Прочность конструкции была оценена в соответствии с «Нормами для расчета и проектирования грузовых вагонов железных дорог МПС колеи 1520мм».

Исходя из сравнения схем загрузки платформы различными видами груза, определяется наиболее неблагоприятный для рамы платформы вариант, на который и ведется дальнейший расчет. Максимальный изгибающий момент возникает в средней части платформы при загрузке ее трубами длиной 12 м. Расчет на прочность ведется с использованием программного обеспечения ANSYS 10.0, методом конечных элементов. В качестве конечного элемента выбран пластинчатый элемент типа SHELL43. В расчетной модели платформы использовано 139239 конечных элементов.

Напряженно-деформированное состояние платформы проанализировано при трогании состава с места, движении с максимальной скоростью, при соударениях, возникающих в ходе роспуска с горок, а также ремонтных режимах.

Более подробно выполнен расчет стоек платформы. Проанализированы схемы загрузки платформы трубами различного диаметра. Максимальный изгибающий момент возникает в основании стойки, для труб диаметром 720 мм. Для стоек дополнительно выполнен расчет на прочность в соответствии с «Техническими условиями размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах». Кроме того, сварные швы приварки стойки к боковым балкам рассчитаны на срез и смятие.

В ходе выполненных расчетов оценена прочность вагона-платформы и выбрана оптимальная силовая схема конструкции. Напряжения, возникающие во всех элементах рамы вагона-платформы, находятся в пределах допускаемых значений.

Таким образом, выполненная конструкторская разработка вагона-платформы полностью отвечает требованиям, предъявляемым к грузовым вагонам. В результате расчетов подтверждены также хорошие прочностные качества разработанной платформы.

Особенности прочностных расчетов вагона для перевозки автомобилей и пакетированных грузов

Бубнов¹ В.М., Мямлин² С.В., Приходько¹ М.В.

¹ – ООО «ГСКБВ»; ² – ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The most rational parameters of the elements of a car for automobiles transportation have been chosen on the calculation results basis. The parameters assure the structure high strength and reliability.

Для обеспечения наиболее эффективных условий перевозки широкой номенклатуры автобусов, легковых и грузовых автомобилей в ООО «ГСКБВ» создан вагон для перевозки автомобилей и пакетированных грузов модели 11-1804-01 имеющий следующие конструктивные особенности:

- 1) для перевозки автомобилей разных типов, в том числе больших габаритов и массы, вагон имеет возможность трансформации кузова из одноярусного в двухъярусный, осуществляемую штатными механизмами, обеспечивающими простоту и высокую скорость подготовки вагона;
- 2) конструкция вагона обеспечивает максимальное использование высоты кузова вагона за счет разбивки верхнего яруса на секции, фиксируемые на разной высоте с шагом 150 мм (высота нижнего яруса – 1950, 2100, 2250, верхнего – 1950, 1800, 1650 соответственно). При этом высота вагона обеспечивает перевозку автомобилей высотой до 1950 мм в два яруса;
- 3) конструкция вагона обеспечивает полную защиту груза от внешнего воздействия и вандализма, за счет выполнения кузова закрытой, герметичной конструкции;
- 4) конструкция вагона обеспечивает погрузку автомобилей самоходом по составу вагонов, а также взаимодействие с вагонами других моделей за счет торцевых дверей и переездных площадок;
- 5) конструкция вагона обеспечивает снижение стоимости перевозок за счет сокращения порожнего пробега путем повышения его универсальности, то есть объединения функций вагона для перевозки автомобилей и крытого вагона для штучно тарных и пакетированных грузов за счет выполнения в боковых стенах кузова сдвижных дверей. Дверной проем 2700×2400 предусматривает погрузку пакетированных грузов погрузчиком с их фиксацией через увязочные кольца.

При создании вагона особое внимание уделялось выбору оптимальных схем размещения и фиксации элементов трансформации вагона на кузове, размещения и фиксации грузов. Для этого был разработан ряд расчетных схем, учитывающих как все конструктивные особенности вагона, так и различные комбинации эксплуатационных нагрузок.

Оценка напряженно-деформированного состояния, устойчивости элементов и оценка собственных частот вагона выполнялась по оболочечной конечно-элементной модели в программе конечно-элементного анализа ANSYS.

Таким образом, на основании результатов расчетов были выбраны наиболее рациональные параметры элементов вагона, обеспечившие высокую прочность и надежность конструкции.

Оценка силовых характеристик фрикционно-полимерного поглощающего аппарата класса Т1

Бубнов¹ В.М., Никитченко¹ А.А., Богомаз² Г.И., Науменко² Н.Е., Хижа² И.Ю.

¹ – ОАО «МЗТМ», Мариуполь, Украина; ² – ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

Comparison of the theoretical calculation results against the experimental data on the definition of the force characteristic of the friction-plate shock absorbing device at use of thermoplastic elastic elements block in the supporting device is carried out.

Организациями железнодорожного транспорта Украины значительное внимание уделяется проблеме по созданию и совершенствованию межвагонных амортизирующих устройств, повышению их энергоемкости, долговечности и стабильности работы. Поглощающий аппарат автосцепного устройства в значительной степени влияет на уровень действующих на вагон продольных сил, повреждаемость и срок службы вагона, безопасность движения поезда, сохранность перевозимых грузов. Анализ существующих и разрабатываемых конструкций поглощающих аппаратов показал, что с учетом всего разнообразия типажа, специализации и условий эксплуатации подвижного состава, номенклатуры перевозимых грузов и требований к условиям их транспортировки для обеспечения высокой конкурентоспособности на рынке транспортных услуг железнодорожный транспорт должен располагать ассортиментом поглощающих аппаратов с широким диапазоном эксплуатационных и стоимостных характеристик. Переход к вагонам нового поколения предусматривает улучшение их потребительских свойств и технико-экономических параметров. Общее требование к поглощающему аппарату для поездного и маневрового режимов – это необратимое поглощение большей части энергии удара, воспринятой аппаратом при сжатии. Опыт эксплуатации показывает, что основную долю повреждений вагон получает при соударениях на маневрах и сортировочных горках и, если сила соударения двух вагонов не превышает 3,0 МН, и при этом аппараты еще не закрылись, то они воспринимают 60-90 % энергии соударения. Остальные 10-40 % берет на себя конструкция вагона и перевозимый груз. Величина этой энергии зависит от многих факторов, не связанных с характеристикой поглощающих аппаратов. Если энергия соударения существенно превышает суммарную энергоемкость аппаратов и вагона с грузом, то это вызывает повреждение элементов конструкции подвижного состава и перевозимого груза. Наиболее широкое распространение получили поглощающие аппараты класса Т1, предназначенные для установки на вагоны общего пользования: полувагоны, крытые вагоны, вагоны-платформы и другие. Для Украины является важной и актуальной проблема как по совершенствованию конструкций аппаратов фрикционного типа и соответственно методики их расчета, так и по разработке поглощающего аппарата класса Т1 собственной конструкции, предназначенного для установки на вагоны общего пользования. Перспективным направлением при создании аппаратов такого класса является использование в подпорно-возвратном устройстве полимерных упругих блоков. Наибольшую трудность при разработке такого аппарата вызывает выбор полимерного материала, так как к нему предъявляется ряд специфических требований: большая энергоемкость, стабильность силовой характеристики в широком диапазоне рабочих температур.

Проведен расчет силовой характеристики фрикционно-пластинчатого аппарата АПМ-110-К-23-01 при использовании в возвратно-подпорном устройстве пакета упругих элементов из термопластов, аналогичного тому, который используется в аппарате КАМАХ SA. Показано, что силовая характеристика существенно зависит от жесткости возвратного устройства и значений коэффициентов трения на основных и вспомогательных поверхностях трения. Силовая характеристика и энергоемкость поглощающего аппарата, полученные теоретическим расчетом, хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Вплив випадкових нерівностей шляхової структури на динамічні якості вагона із застосуванням електромагнітів

Буров В.С., Недужа Л.О., Касян-Шаїнський С.М.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The decision of a problem on fluctuations of the car on electromagnetic suspension at casual roughnesses of travelling structure is offered to be carried out in the way consisting in definition of a dispersion of a target signal under found frequency characteristics of system. Research in frequency area assumes, that the system is linear, or available nonlinearity can make linear.

Розв'язок задачі про коливання під час руху вагона, в ресорному підвішуванні якого застосовуються електромагнітні пристрої з системою автоматичного керування, при випадкових нерівностях шляхової структури пропонується проводити способом, який передбачає визначати дисперсію вихідного сигналу за знайденими частотними характеристиками системи. Дослідження у частотній області передбачає, що система є лінійною, або нерівності, які можуть мати місце, можна лінеаризувати.

Такі нерівності є детермінованими та випадковими. Для лінеаризованої системи можна застосувати принцип суперпозиції. Тому розв'язок задачі про випадкові коливання такого вагона можна розглядати як добавку до результатів, отриманих при завданні детермінованих нерівностей.

Розглядається задача руху вагона, який має чотири візка, обладнаних електромагнітними пристроями левітації в вертикальній площині. Шляхову структуру рахуємо жорсткою, а із узагальнених координат, які описують коливання вагона, не розглядаємо узагальнені координати, які описують галопування тіл, які входять в систему.

Для проведення лінеаризації одну з нелінійностей, яка має місце в електромеханічній системі, що розглядається, – залежність індуктивності обмоток електромагніта від повітряного зазору між електромагнітами та шляховою структурою, проігноруємо. Іншу нелінійність – залежність динамічних добавок сил взаємодії електромагнітів та шляхової структури – розкладемо в ряд за величиною повітряного вертикального зазору та сили току, та збережемо перші дві складових розкладення. Третя нелінійність в системі, пов'язана з особливостями роботи системи автоматичного керування, теж може бути перетвореною.

Одержано системи диференціальних рівнянь, які описують коливання вагона у вертикальній площині, одержано лінеаризовані рівняння, які описують процеси в системі автоматичного керування повітряним зазором, визначено повні зазори між електромагнітами підвішування та шляховою структурою та їх похідні за часом. Записано рівняння визначення динамічних добавок сил в ресорному підвішуванні та величин стиснення комплектів пружних елементів. Така математична модель застосовується для визначення частотної характеристики системи, для чого спочатку задані нерівності шляхової структури за гармонійним законом. Диференціальні рівняння підплигування системи з урахуванням рівнянь визначення динамічних добавок сил необхідно розв'язувати разом з рівняннями, які описують роботу системи автоматичного керування. З отриманої системи рівнянь виключено постійні складові розв'язку, для чого проаналізована величина повної сили електричного струму в обмотках електромагнітів та виділено динамічні добавки сили струму. Записані рівняння визначення спектральних густин вихідних процесів та дисперсій цих процесів. Підрахована спектральна густина вихідних процесів при різних варіантах завдання збурень. Отримані різні висновки про поведінку системи, в тому числі про те, що із зростанням жорсткості пружин первинного підвішування зменшуються переміщення кузова, сили у первинні та вторинні ступенях підвішування, однак збільшуються прискорення кузова та візків. Зроблені висновки про методику підбора раціональних параметрів підвішування.

Влияние действия продольных ударных сил в поезде на устойчивость порожних вагонов

Быков В.А., Коссов В.С., Березин В.В., Чаркин В.А.
«ОАО ВНИКТИ», Коломна, Россия

The theoretical exploration of motion of empty freight cars is carried out. The computer simulation was performed by «Universal Mechanism» software. The magnitudes of the minimum longitudinal forces in a train caused derailment are considered.

Одной из основных проблем устойчивости вагонов на рельсах является продольная динамика поезда и возникающие при этом силы. В большей степени устойчивость вагонов определяется величиной квазистатических продольных сил, возникающих при торможении локомотивными и поездными тормозами, трогании с места, осаживании, сжатии поезда на переломах продольного профиля пути. Считается, что динамические силы опасны лишь по условиям прочности подвижного состава. Проведенные ВНИКТИ испытания по выжиманию порожних грузовых вагонов показали, что продольные ударные силы, возникающие в сжатом составе при «срыве» неисправных поглощающих аппаратов и достигающие величины 110...200 тс при длительности 0,3...0,5 с, приводят к обезгруживанию пружин рессорного подвешивания и боковых рам опытного вагона. Зафиксированы отрывы колеса от рельса до 5 мм. Для исследования влияния продольных ударных сил в поезде на устойчивость вагонов в отношении всползания на рельс проведено компьютерное моделирование на модели трехвагонного сцепа с помощью программы «Универсальный механизм». Движение сцепа моделировалось на детерминированных неровностях, соответствующих пути удовлетворительного состояния. Выжимание проводилось путем приложения к автосцепкам крайних вагонов продольных сил, равных по величине и направленных к центру сцепа. Продольная сила представляла собой квазистатическую составляющую и импульс различной амплитуды и длительности. Для нахождения максимально вероятного для схода положения сцепа момент начала приложения продольных сил варьировался для каждого расчетного варианта. Факт схода с рельсов автоматически фиксировался программой моделирования. Выжимание сцепа в прямом участке проводилось при скоростях 20...90 км/ч, в кривой радиуса 300 м – со скоростями 20 и 70 км/ч. Исследовано влияние времени действия сил, разности высот автосцепок в зацеплении среднего вагона с крайними, коэффициента трения в контакте колесо – рельс, степени изношенности колес, а также загрузки вагона на величину минимальной ударной силы (N_{\min}), вызывающей сход с рельсов.

Установлено, что при прочих равных условиях при действии продольной силы в виде удара сход с рельсов имеет характер не столько «всползания» колес на рельсы, сколько «выбивания» их из колеи. Выявлено, что длительность действия ударной продольной силы, наиболее опасная с точки зрения схода, составляет около 0,5 с. Минимальная продольная сила, вызывающая сход (N_{\min}), в зависимости от разности высот автосцепок с 90 до 0 мм составляет в прямых участках пути от 120 тс до 190 тс при скорости 70 км/ч и от 130 тс до 200 тс при скорости 20 км/ч, т.к. снижает момент продольных сил, способствующий разгрузке одной из тележек вагона. N_{\min} слабо зависит от скорости движения и на 10...30 тс больше для экипажей на новых колесах, нежели чем на колесах с прокатом. В кривой радиусом 300 м как при новом, так и при изношенном профиле колес критическая продольная сила, приводящая к сходу, оказалась практически одинаковой и близкой к 95 тс. Изменение коэффициента трения в контакте колесо-рельс от 0,18 до 0,5 практически не приводит к изменению критической продольной силы. При этом минимальный коэффициент запаса устойчивости заметно уменьшается. Загрузка кузова вагона грузом приводит к увеличению критической продольной силы. Так, у вагона с грузом 30 тс, т.е. 23 % его грузоподъемности, N_{\min} увеличивается с 120 до 180 тс при скорости 90 км/ч и с 130 тс до 210 тс при скорости 20 км/ч.

About ICG Motion Control Truck with 25 ton Axle Load

Paul S. Wike

Amsted Rail, 1700 Walnut Street, Granite City, IL 62040, USA

The ICG Motion Control® paper provides the history of the Motion Control® truck in North America. The paper gives an overview of the North American performance standards that the Motion Control® truck had to meet to be placed in service for 130-metric ton vehicles. The benefits of mileage and the maintenance cycle found for various operating conditions in North America will be discussed in the paper.

The paper also describes the application of GOST criteria to the ICG Motion Control® design in areas such as utilizing manufacturing methods and materials found in the CIS countries. Included are the U.S. standards that were applied where the GOST standards were not applicable.

The paper contains a dynamic performance analysis comparison of expected performance using U.S. standards and track data found in Ukraine.

The current status, estimated test dates, and commercial availability will be provided.

О тележке ICG Motion Control с нагрузкой на ось 25 тс

Пол С. Вайк

Amsted Rail, 1700 Walnut Street, Granite City, IL 62040, USA

В первой части доклада приводится история внедрения тележки ICG Motion Control® в Северной Америке, содержится обзор североамериканских стандартов по эксплуатации грузовых вагонных тележек, которым должна соответствовать тележка ICG Motion Control® при вводе ее в эксплуатацию на подвижном составе весом до 130 тонн. На основании североамериканского опыта описаны также преимущества тележки по пробегу и циклу технического обслуживания при различных условиях эксплуатации.

Во второй части доклада описано использование критериев ГОСТ при разработке конструкции тележки ICG Motion Control® в таких вопросах, как применимость в странах СНГ отечественных методов производства и местных материалов, приведены стандарты США, применяемые в тех случаях, когда использование стандартов ГОСТ не представляется возможным.

В докладе содержится также сравнительный анализ эффективности динамических характеристик как при условии использования американских стандартов для оценки тележки, так и данных по состоянию пути, которые были получены в Украине.

Будет предоставлена информация о текущем состоянии проекта, предполагаемых сроках испытаний и промышленном выпуске продукции.

О развитии "ползуна" на поверхности катания колеса с учетом упругих сил подвески и вертикальной неровности рельса

Гарипов Д.С., Кудюров Л.В., Федоров В.В.
СамИИТ, Самара, Россия

The problem of the rail surface plastic deformation depth definition at the wheel with a slider impact to the rigid rail is considered.

«Ползун» на поверхности катания колеса или обоих колес появляется в результате торможения вагона башмаком на сортировочной горке или при скольжении колесной пары, заклиненной тормозом вагона, и представляет один из наиболее часто встречающихся эксплуатационных дефектов. Как показывает практика эксплуатации подвижного состава, этот дефект может появиться и развиваться до величин, выходящих из диапазона установленных технических норм, даже между двумя соседними техническими осмотрами. Поэтому задача прогнозирования развития «ползуна» на ходу поезда является весьма актуальной и представляет научный и практический интерес.

В работе рассматривается развитие «ползуна» вследствие пластической деформации, возникающей при ударе колеса о рельс. В зависимости от скорости поезда удар происходит всей поверхностью «ползуна» (скорость поезда ниже критической), или только его задней кромкой (скорость поезда выше критической). В каждом из этих случаев основную трудность представляет оценка глубины пластической деформации. Если при малых скоростях поезда профиль скоростей пластической деформации можно принять в виде прямоугольного треугольника, то при скоростях, больших критической, это преимущество теряется, так как меняется характер удара. Поэтому в работе предложена методика оценки глубины пластической деформации Δe , основанная на использовании потери кинетической энергии при ударе; полученная формула имеет вид кубического уравнения относительно Δe , которое имеет аналитическое решение в форме Кардано. Кроме того, в отличие от ранее полученных результатов по задаче развития «ползуна» при малых скоростях, в работе учтена сила упругости подвески, которая создает дополнительное ускорение центра масс колеса. В решении задачи была использована теория пластической деформации металлического цилиндра при ударе о неподвижную жесткую преграду. При каждом ударе колесо заменялось эквивалентным цилиндром, площадь основания которого зависит от глубины пластической деформации на каждом шаге. Были приняты следующие допущения: рельс – абсолютно жесткий, колесо жестко-пластическое, а кинетическая энергия, потерянная при ударе, расходуется только на пластическое деформирование.

Предлагаемая методика позволяет при задании реального профиля пути прогнозировать развитие «ползуна» на конкретном участке дороги, тем самым контролируя текущее состояние поверхности катания колеса, и, следовательно, способствовать безопасности движения.

Особенности приемки подвижного состава зарубежного изготовления в части вписывания в габарит по ГОСТ 9238-83

Гаркави Н.Я.
ДИИТ, Днепрпетровск, Украина

There are enumerated principal mistakes of inserting in the dimension, meeting at acceptance of the rolling stock, which has manufactured in the Europe for the exploitation in C.I.S. and Baltic countries.

Лабораторией динамики и прочности подвижного состава накоплен определенный опыт приемочных испытаний подвижного состава, изготовленного в Европе для эксплуатации в СНГ и странах Балтии. Как оказалось, проверка вписывания в габарит испытуемого подвижного состава оказывается сопряженной с определенными проблемами, т.к. европейскими специалистами игнорируются обязательные приложения к ГОСТ 9238-83: Инструкция ЦВ/4422 и Инструкция ЦП/4425.

1. В Техническом задании (ТЗ), а иногда даже в Технических условиях (ТУ) на изготовление подлежащего приемочным испытаниям подвижного состава габарит обычно указывается не так, как того требует Инструкция ЦВ/4422. Даже если наименование габарита будет указано согласно ГОСТ 9238-83, номера чертежей очертаний габарита, как правило, отсутствуют. Поэтому, в какой габарит и по каким чертежам очертаний габарита вписывать принимаемый подвижной состав, приходится решать испытателю.

2. Представляемые разработчиками расчеты по вписыванию подвижного состава в заданный габарит обычно оказываются выполненными не в соответствии с разделом 2 Инструкции ЦВ/4422, а требуемые Инструкцией ЦВ/4422 чертежи по вписыванию в заданный габарит отдельных деталей и узлов подвижного состава разработчики, как правило, вообще не представляют на том основании, что считают их своей интеллектуальной собственностью. Если, к тому же, в расчете будут ошибки (очень часто европейские разработчики при расчете строительного очертания игнорируют определение вертикальных ограничений, а проектные очертания проектируемого подвижного состава вообще не рассчитывают), то приемочные испытания на вписывание в габарит приходится проводить в нарушение требований Инструкции ЦВ/4422 по правилам сдаточных внутризаводских (например, обмером экипажа).

3. При расчете (проверке расчета) строительного очертания испытуемого подвижного состава особое внимание испытателям необходимо уделять определению наибольших возможных вертикальных деформаций подвески, так как иностранные расчетчики обычно не связывают усталостное оседание, жесткость и ограничения хода подвески с габаритными требованиями к подвижному составу. Таким образом, испытателю необходимо убедиться, что при допустимых подпрыгивании, галопировании и боковой качке испытываемый подвижной состав не коснется очертаний габарита приближения строений (см. Инструкцию ЦП/4425). У локомотивов, кроме того, нельзя игнорировать возможность влияния силы тяги на высоту от уровня головок рельсов (УГР) различных точек кузова и тележек.

4. Поскольку согласно п.1.2.6 Инструкции ЦВ/4422 зеркала заднего вида и параваны тягового подвижного состава разрешается вписывать в очертание, на 150 мм выступающие за основное очертание габарита, необходимо проверять, чтобы при контакте с негабаритным сооружением (подвижным составом) зеркало (параван) либо “захлопывалось”, входя в габарит, либо легко обламывалось (при этом не должна повреждаться кабина машиниста).

5. В динамических испытаниях необходимо убедиться, что при любых режимах движения (в том числе, если это предусмотрено в ТЗ или ТУ, при проходе горок и аппарелей паромов) и при любой загрузке испытываемый подвижной состав ни одной своей деталью не коснется очертаний габарита приближения строений (см. Инструкцию ЦП/4425).

Повышение эксплуатационной надежности прессовых соединений

Гориченко С.Ф., Чернин Р.И.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

It is offered to use the new device developed in laboratory for monitoring of strength of mating of a thermal press fitting of rings of bearings.

Успешное решение задачи повышения надежности железнодорожного подвижного состава невозможно без всемерного совершенствования конструкции и технологии сборки ответственных узлов локомотивов и вагонов. Соединения внутренних колец буксовых подшипников с шейками осей колесных пар вагонов заслуживают особого внимания. Применяемая технология сборки этих соединений с гарантированным натягом в зоне контакта сопрягаемых деталей характеризуется негативно отсутствием эффективного контроля качества посадки.

Целесообразно использование в производстве приведенного ниже технического решения по осуществлению разработанного в БелГУТе (патент BY 7377 C1) нового способа неразрушающего контроля соединений с гарантированным натягом теплового формирования. Предлагается устройство для контроля тепловой напрессовки двух смежных колец буксовых подшипников на шейке оси, которое содержит две ступенчатые втулки измерительного элемента, снабженные резьбой на внутренних поверхностях больших ступеней, а внутренние поверхности их меньших ступеней выполнены конусными. На втулках равномерно размещены по окружности тензорезисторы, закрытые защитными кожухами. Втулки устанавливаются на кольцах подшипников на разрезной конусной втулке. В сборе элементы подготовлены к тепловой напрессовке на шейку оси колёсной пары (решение о выдаче патента РБ на изобретение от 23.10.07г.).

Устройство работает следующим образом. Подбирают кольца подшипников для получения требуемого теплового соединения с гарантированным натягом. Разрезную втулку с установленными на ней свободно ступенчатыми втулками надевают на два кольца подшипников. Затем эти втулки затягивают по конусным поверхностям (сближают) до образования соединения с незначительным натягом указанных втулок с кольцами подшипников. В указанном положении замеряют напряжения (с помощью тензорезисторов) при температуре производственного помещения. Нагревают совместно внутренние кольца двух подшипников вместе с закрепленным на них измерительным устройством и устанавливают на шейку. После остывания колец вместе с измерительным устройством до температуры производственного помещения вновь замеряют напряжения на поверхности чувствительного элемента и по разности измеренных величин напряжений расчетным путем по известным из теории упругости зависимостям Гадолина-Ляме устанавливают (с использованием расчётно-экспериментального метода определения удельного давления в зоне контакта сопряженных с натягом толстостенных цилиндров) величину фактического контактного давления в полученной тепловой напрессовке деталей. Установленную величину контактного давления в сформированном соединении сравнивают с минимально допустимой величиной по условию прочности, регламентированной технической документацией на сборку. При негативном результате проверки полученное соединение подлежит расформированию.

При использовании предложенного устройства обеспечивается возможность достаточно точной оценки исходной прочности соединений внутренних колец подшипников и шеек осей колесных пар при новом формировании сопряжений и при замене забракованных внутренних колец подшипников при выполнении полной ревизии букс.

Модели выносливости, основанные на критериях истощения показателей наработки несущих конструкций

Горобец В.Л.
ДИИТ, Днепрпетровск, Украина.

In the report opportunities of the analysis of a resource of bearing designs of the railway rolling stock with use of the models based on criteria of exhaustion parameters of their operating time are considered.

Ресурс несущих конструкций оценивается с использованием моделей выносливости, которые определяют их долговечность во временной области или в циклах нагружения. Чаще всего подобные модели строятся на основе эмпирических или полумпирических зависимостей, основанных на данных натурных испытаний образцов материала, фрагментов конструкции, либо конструкции целиком. Модели выносливости, основанные на реологии материала, немногочисленны, потому что, в данном случае, суммируются проблемы, связанные с описанием характеристик, собственно, материала, и последствий его механической и термической обработки, иногда проводимых неоднократно.

В данной работе предлагается свести анализ сопротивления материала и конструкции переменным во времени нагрузкам к исследованию процесса истощения некоторого начального объема условного показателя, зависящего от характеристики материала или конструкции – его наработки до разрушения. Такая методология не является чем-то, противоречащим существующим концепциям теории выносливости, скорее она объединяет наиболее распространенные подходы к указанному явлению.

Наиболее распространенной зависимостью, описывающей связь возникающего в конструкции циклического напряжения с количеством циклов нагружения до ее разрушения, является степенная кривая выносливости (кривая Вёллера). Данная кривая более или менее справедлива для большинства конструкционных материалов. При этом данная зависимость предполагает наличие связи между напряжением и количеством циклов конструкции до разрушения вида $\sigma^m N = const$, где σ – напряжение в конструкции; m – показатель степени кривой выносливости; N – количество циклов до разрушения. Поэтому естественно, в качестве меры наработки конструкции до разрушения, принять указанную величину.

На базе данного принципа разработана система положений, позволяющая решать наиболее типичные задачи теории выносливости:

- оценка ресурса несущей конструкции при действии эксплуатационных нагрузок;
- учет влияния асимметрии циклического нагружения конструкции на показатели ее выносливости;
- оценка пределов выносливости натурных несущих конструкций и образцов материала конструкции по результатам стендовых лабораторных испытаний.

В рамках указанного подхода разработаны уточненные модели, учитывающие, например, феноменологию поведения материала в процессе его нагружения, чему в соответствующей научной литературе уделяется крайне мало внимания. Для оперативной оценки ресурса несущих конструкций предложены также грубые, оценочные модели выносливости, которые, однако, для своего использования требуют минимальный объем информации о нагружении исследуемой конструкции.

«ХАДО-технології[®]»: перспективи впровадження інноваційного проекту в ремонтному виробництві

Давидович¹ В.В., Луценко² І.С., Мартишевський³ М.І., Токмаков В.А.

¹ – ТОВ «Придніпровська транспортна компанія»,

² – ДП «Одеська залізниця», Одеса; ³ – ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

«ХАДО-technology[®]»: prospects of introduction of modern innovative project

Попередня стаття стосовно перспектив впровадження ХАДО-технологій[®] на ТРС залізниць була присвячена отриманим розрахунково-експериментальним результатам зміни експлуатаційної паливної ефективності дизелів тепловозів ЧМЕЗ після їх цільової ревіталізації за ХАДО-технологіями[®]. Обробка дизелів проводилася шляхом добавки спеціальних ревіталізаторів в паливо та масло, що дозволило провести спеціальну обробку паливної апаратури високого тиску та місць тертя в зонах корінних та шатунних підшипників.

В процесі порівняльних випробувань паралельно з вимірами витрати дизельного палива (результати приведені в тезах до попередньої статті) проводився контроль рівня вібрації дизелів К6S310DR, максимального тиску згорання в циліндрах та температури вихлопних газів, тиску масла в масляній системі, а також (як окремого елемента тепловоза) продуктивності гальмівного компресора.

Забігаючи вперед, можна сказати, що вплив проведеного комплексу робіт по ревіталізації елементів тепловозів серії ЧМЭЗ № 3954 і № 2004 за ХАДО-технологіями[®] на всі названі вище характерні параметри – позитивний.

Позитивний вплив ревіталізації на рівень вібрації характерних елементів конструкції дизелів К6S310DR та на продуктивність гальмівних компресорів піддослідних тепловозів просліджується з таблиць, приведених як приклад для дизеля № 411/008/1063 і гальмівного компресора К-2ЛОК-1 № 74023 тепловоза ЧМЭЗ № 3954.

Режим роботи дизеля	Розташування контрольної точки	Проведення вимірів *)	Вібропереміщення, мкм
1. Позиція контролера машиніста – «0»	передня сторона дизеля, вертикаль	до обробки	100,0
		після обробки	65,3
2. Частота обертання колінчастого вала $n_A = 345$ об/хв.	передня сторона дизеля, горизонталь	до обробки	75,2
		після обробки	68,5
3. Температура двигуна – 60 °С	передня сторона дизеля, вісь	до обробки	22,9
		після обробки	15,1
	задня сторона дизеля, вертикаль	до обробки	88,9
		після обробки	58,9
	задня сторона дизеля, горизонталь	до обробки	84,3
		після обробки	40,1
	задня сторона дизеля, вісь	до обробки	16,8
		після обробки	12,9

Режим роботи дизеля		Час наповнення пневмосистеми тепловоза			
ПКМ	n_A , об/хв.	від 0,7 до 0,8 МПа		від 0,3 до 0,8 МПа	
		до обробки	після обробки	до обробки	після обробки
3	410	30,7 с	26,8 с	2 хв. 53 с	2 хв. 33 с.
0	340	41,2 с	34,0 с	–	–

*) Проведення вимірів до обробки – 21.12.2006 р., після обробки – 13.09.2007 р.

Більш докладний матеріал за результатами випробувань ХАДО-технологій[®] на експериментальних тепловозах буде в відповідній статті.

«ХАДО-технології®»: перспективи впровадження сучасного інноваційного проекту

Давидович¹ В.В., Луценко² І.С., Мартишевський³ М.І., Токмаков В.А.

¹ – ТОВ «Придніпровська транспортна компанія», Дніпропетровськ;

² – ДП «Одеська залізниця», Одеса; ³ – ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Results of tests showing the usefulness of HADO-technologies® are given. These technologies can be considered as modern innovation techniques insuring real cost-efficiency.

Дослідження показують, що приблизно 80...90% відмов машин і механізмів відбувається із-за механічного зносу вузлів і деталей. Сьогодні боротьба із втратами від тертя і зносу машин у більшості розвинених країн стала державним завданням. В останній час вітчизняними вченими і виробниками приділяється все більше уваги розробкам нових та впровадженню вже відомих енергозберігаючих технологій. Одним із найсучасніших і найбільш перспективних способів підвищення ефективності технічного обслуговування тягового рухомого складу (ТРС) на залізницях є застосування ХАДО-технологій®, що дозволяють без зупинки ТРС проводити відновлення зношених деталей і вузлів, а також суттєво позитивно впливати на експлуатаційні енерговитрати, підвищивши при цьому надійність і моторесурс рухомого складу. До основних складових формування економічного ефекту від впровадження ХАДО-технологій® в локомотивному господарстві Укрзалізниці можна віднести такий елемент як підвищення експлуатаційної паливної економічності дизелів ТРС.

Враховуючи специфіку надання об'єктивної оцінки очікуваного економічного ефекту в масштабі парку маневрових тепловозів Укрзалізниці з причин відсутності достатньої бази експериментально-статистичних даних щодо зміни експлуатаційної паливної економічності задіяних в експерименті тепловозних дизелів, оцінка економічності авторами виконана за результатами проведених цільових реостатних випробувань тепловозів з використанням методики проф. А.З. Хомича.

Цільовим експериментальним випробуванням, проведеним відповідно 21.12.2006 і 29.12.2006 року (до ревіталізації тепловозів) і 13.08.2007 і 17.08.2007 року (після їх ревіталізації) були піддані маневрові тепловози серії ЧМЭЗ № 2004 і № 3954 приписки ТЧ-8 Придніпровської залізниці. Розрахунково-експериментальні результати показали, що добова економія дизельного палива маневровим тепловозом ЧМЭЗ після обробки його механічних підсистем спеціальними суміш-ревіталізантами згідно з сучасними ХАДО-технологіями®, складе 95...100 кг. Очікуваний річний економічний ефект від впровадження названих технологій тільки за рахунок підвищення експлуатаційної паливної економічності маневрових тепловозів складає близько 30...35 тонн палива, що в грошовому еквіваленті на сьогодні – 150...170 тис. грн.

Результати проведених експериментальних досліджень дозволяють стверджувати, що ХАДО-технології® абсолютно об'єктивно можна віднести до числа сучасних інноваційних впроваджень, які вже сьогодні можуть забезпечити реальний економічний ефект.

Отже, експериментальні роботи на тепловозах, пов'язані з їхньою реальною експлуатацією, на теренах СНГ проводяться вперше, тому автори статті розраховують на широкий резонанс отриманих результатів серед спеціалістів транспортної галузі стосовно більш широкого впровадження ХАДО-технологій® на ТРС Укрзалізниці, як одного з основних споживачів дизельного палива на Україні. Паралельно з роботами по підвищенню паливної ефективності тепловозів авторами проводяться дослідження функціональної надійності таких складних механічних систем як тепловоз. Абсолютно логічним зі сторони Головного управління локомотивного господарства Укрзалізниці буде підкріплення виконуваних експериментальних робіт відповідним фінансуванням наукового супроводження робіт за ХАДО-технологіями®.

Основные направления модернизации и развития хозяйства пассажирских перевозок литовских железных дорог

Дайлидка С.

Генеральный директор АО «Литовские железные дороги»

В докладе приводятся основные положения, связанные с развитием хозяйства по пассажирским перевозкам Литовских железных дорог на период до 2030 года.

В программе предусматриваются следующие задачи: обновить парк электрических поездов; обновить парк дизельных поездов; обновить парк пассажирских вагонов; развитие парка пассажирских перевозок; обеспечить поездами маршрут Вильнюс-Каунас-Варшава-Берлин по Rail Baltica линии; внедрить современную систему заказа и продажи билетов как на местных, так и на международных линиях; объединить систему местной продажи билетов с аналогичными системами других видов транспорта.

Обновление парка электрических поездов: до 2014 г. заменить старый парк новыми электрическими поездами; с 2016 г. (увеличив скорость на участке Вильнюс-Каунас) – дополнительные поезда для уплотнения графика; с 2020 г. и 2024 г. новые электрические поезда для работы на электрифицированных линиях IX коридора.

Обновление парка дизельных поездов:

– 2008 г. – 4 новые дизельные поезда и 2 автомотрисы;

– около 2010 г. – 4 новые (длинные) дизельные поезда для маршрутов Вильнюс-Клайпеда, Вильнюс-Шяштокай;

– 2011 по 2017 г. – интенсивное обновление изношенного парка дизельных поездов, более 20 единиц, (покупка новых и модернизация существующих).

Обновление парка пассажирских вагонов:

– с 2010 г. по 2022 г. обновление всего парка (покупка новых и модернизация);

Развитие парка пассажирских тепловозов: удовлетворение нужд тепловозами для международных перевозок; с 2020 г. (после электрификации линии Кяна-Кибартай) целесообразно приобрести электровозы для транзитных поездов.

Для пассажирской линии Rail Baltica: Маршруту Вильнюс – Каунас – Варшава (Берлин) с 2010 г. приобрести вагоны вместе с оборудованием изменения колеи.

Внедрение современной системы заказа и продажи билетов:

до 2009 г. внедрить систему продажи местных билетов;

до 2012 г. внедрить систему заказа и продажи международных билетов;

до 2020 г. соединить системы с аналогичными системами других видов транспорта.

Прелиминарная потребность инвестиций в хозяйстве пассажирских перевозок/

Проекты	Инвестиции 2008-2030 г., в млрд. евро
Покупка электрических поездов	0.230
Покупка дизельных поездов и их модернизация	0.117
Покупка пассажирских вагонов и их модернизация	0.117
Подвижной состав для колеи 1435 мм	0.06
Другие проекты	0.06
Всего	0.584

Думаю, что скоростные пассажирские поезда через рассматриваемый период будут достигать скорость до 200...250 км/час.

При обновлении пассажирского парка улучшится экологическая обстановка, повысится безопасность движения, уменьшатся потоки легковых автомобилей, образующие пробки на главных литовских шоссе-дорогах.

Расчетно-экспериментальная оценка прочности котла перспективного вагона-цистерны

Демин К.П., Даниленко Д.В.

ФГУП «ПО Уралвагонзавод», Нижний Тагил, Россия

The Federal State Unitary Enterprise Production Association Uralvagonzavod has carried out the complex of design works of promise tank car for carrying of oil products. The selection of design solutions was made on basis of FEA with using estimated models. At the final stage was carried out the experimental estimate of design strength that showed the correct of technical decisions.

В рамках решения задачи пополнения парка грузовых вагонов современным подвижным составом на ФГУП «ПО Уралвагонзавод» выполнен комплекс работ по проектированию перспективного вагона-цистерны для перевозки нефтепродуктов. Главной целью данной разработки являлось создание вагона-цистерны с улучшенными по сравнению с аналогами техническими характеристиками – увеличенными грузоподъемностью и объемом котла. При этом вагон-цистерна имеет ряд конструктивных особенностей, направленных на повышение ее эксплуатационной надежности, а также на выполнение современных правил перевозки опасных грузов. В современных условиях быстрое и качественное создание новой техники невозможно без широкого применения методов численного моделирования для оценки прочности конструкции. На начальном этапе проектирования оценка напряженно-деформированного состояния котла производилась с использованием МКЭ в программном комплексе ANSYS. С этой целью была разработана уточненная конечно-элементная модель котла. Котел моделировался восьмиузловыми конечными элементами оболочечного типа (линейная многослойная оболочка) с шестью степенями свободы в каждом узле SHELL99. В общей сложности расчетная модель котла состояла из 33516 конечных элементов и 101177 узлов. Для повышения достоверности расчетов в модели были учтены такие особенности, как возникновение дополнительных напряжений при стыковке листов оболочки различной толщины, а также по границам накладок на котле. Конечная жесткость зон опирания котла на раму учитывалась применением модели «упругого основания». Кроме того, учитывалось влияние затяжки хомутов, которое значительно меняет картину напряженно-деформированного состояния котла.

Все расчетные нагрузки принимались согласно «Норм для расчета и проектирования вагонов...» и были приведены к семи схемам нагружения. Оценка прочности производилась путем сравнения расчетных эквивалентных напряжений, вычисленных по четвертой теории прочности с допускаемыми напряжениями по I и III режимам. С использованием разработанной расчетной схемы была проведена оценка напряженно-деформированного состояния различных вариантов конструкции котла. По результатам расчетов был выбран наилучший с точки зрения массы и технологичности изготовления вариант, удовлетворяющий условиям прочности. Экспериментальная оценка прочности окончательного варианта конструкции вагона-цистерны проводилась в Испытательном центре ФГУП «ПО Уралвагонзавод». Для этого опытный образец вагона-цистерны был подвергнут комплексу статических прочностных и динамических ударных испытаний. Тензодатчики прежде всего устанавливались в наиболее нагруженных по расчету зонах котла. По результатам проведенных испытаний был сделан вывод о том, что напряжения в элементах котла не превышают допускаемых значений по I и III режимам. В заключении было проведено сравнение расчетных значений напряжений, полученных с использованием уточненной схемы с результатами испытаний. Данное сравнение показало удовлетворительную сходимость между расчетными и экспериментальными данными. Расхождение по максимальным напряжениям не превысило 15 %, что позволяет использовать разработанную уточненную расчетную схему котла для дальнейшей работы.

Колебания и устойчивость ускоренного движения электродинамического транспортного средства

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

ИТСТ НАНУ «Трансмаг», Днепропетровск, Украина

The research has yielded the results of the mathematical modelling of motion of the electrodynamic transport means along the profiled track structure within the speed range, which implement motion on landing gear and under levitation.

Рассмотрены пространственные колебания экипажа при равноускоренном его движении вдоль U-образной путевой структуры прямолинейного и криволинейного очертания в плане в случаях, когда учитывается не только действие электродинамических сил, а и сил взаимодействия с путевой структурой колес шасси в вертикальном и поперечном направлениях, имеющих место при небольших значениях скоростей.

При математическом моделировании движения экипаж вместе с путевой структурой были представлены электромеханической системой, состоящей из твердых тел: корпуса экипажа, двух тележек, к каждой из которых прикреплены по четыре независимо вращающихся колес шасси как в вертикальной, так и в поперечной плоскостях, а на вертикальных стенках по восемь сверхпроводящих магнитов, а также из двух полос путевых контуров, прикрепленных к вертикальным стенкам путевой структуры.

Корпус экипажа опирается на тележки посредством упруго-диссипативных элементов в вертикальном и поперечном направлениях, а колеса шасси, ограничивающего перемещения тележек в поперечном направлении, имеют между упругими поверхностями катания и путевой структурой зазор, то есть эти колеса вращаются только после выбора зазора.

Математическая модель движения исследуемого экипажа вдоль путевой структуры была представлена в виде связанных дифференциальных уравнений Лагранжа, описывающих перемещения твердых тел системы, и уравнений токов в токопроводящих контурах путевой структуры. Отличительной особенностью этих уравнений по сравнению с уравнениями, приведенными в ранее опубликованных работах, является то, что в них было учтено не только действие электродинамических сил, а и сил, обусловленных упругостью колес шасси при их контакте с путевой структурой, а также сил псевдоскольжения колес, зависящих от их перемещений вследствие их чистого качения и движения с учетом проскальзываний.

Оценка динамических качеств проводилась для полномасштабного экипажа с магнитами, размеры соленоидов которых в продольном и вертикальном направлениях составляли 1,2 и 0,5 м, намагничивающая сила в них – $3 \cdot 10^5$ А·витков, жесткость колес шасси в вертикальном и поперечном направлениях принималась 1000 кН/м, соответствующие размеры путевых контуров были приняты равными 1,0 и 0,3 м, а путевая структура рассматривалась как прямолинейного так и криволинейного очертания в плане постоянной кривизны радиусом $R=8000$ м и переменной кривизны для переходных кривых. Их кривизна изменялась по синусоидальному закону от нуля до значения равного $1/R$.

Результаты проведенных расчетов показали, что при рациональном выборе основных параметров путевой структуры и экипажа равноускоренное его движение устойчиво в прямолинейных и криволинейных участках пути в диапазоне небольших скоростей, при которых движение реализуется за счет качения на колесах шасси, и при значениях скоростей, при которых имеет место левитация.

Автоматизированный производственный комплекс для формирования аккумуляторных батарей при их поточном производстве

Дзензерский¹ В.А., Дзензерский² Д.В., Сиренко² М.В., Лесничий² В.Н.,
Бурылов² С.В., Скосарь¹ В.Ю., Буряк² А.А.

¹ – ИТСТ НАНУ «Трансмаг», Днепропетровск, Украина;

² – МНПК «ВЕСТА», Днепропетровск, Украина

A computerized manufacturing complex providing storage batteries formation and charging in flow line production is proposed. The complex enables use of up-to-date technologies in storage batteries formation and charging ensuring accelerated formation or charging by high-rate pulse currents, based on battery water tank cooling system.

Предложен автоматизированный производственный комплекс для формирования и зарядки аккумуляторных батарей при их поточном производстве. Комплекс содержит машину для заливки в них электролита, машину коррекции уровня электролита, машину мойки, устройство проверки степени заряженности большим током, маркировочную машину, упаковочную машину, гидрокоммуникационную систему с теплообменником, комплект электропреобразователей для подачи формирующего и зарядного токов, загрузочное устройство для загрузки аккумуляторных батарей на поддоны, разгрузочное устройство для разгрузки батарей с поддонов. Комплекс содержит резервуары для охлаждения проточной водой с подвижными управляемыми торцевыми стенками, которые установлены в ряд между двумя рельсовыми путями с передвижными тележками для поддонов с аккумуляторными батареями. Толкатели для перемещения поддонов с аккумуляторными батареями в резервуары установлены напротив входных торцевых стенок каждого резервуара. По всей длине дна каждого резервуара размещены направляющие ролики для перемещения поддонов, поддоны имеют равномерно размещенные по поверхности прорези для циркуляции проточной воды, причем суммарная площадь прорезей не менее 0,25 от габаритной площади верхней поверхности поддона. Автоматизированный комплекс дает возможность применять при формировании или зарядке аккумуляторных батарей новейшие технологии ускоренного формирования или заряда импульсными токами большой величины с использованием водяного охлаждения батарей. При этом сокращается длительность формирования или заряда (с 44...48 ч до 14...16 ч или с 16...20 ч до 6...8 ч, соответственно), достигается повышение качества аккумуляторных батарей за счет уменьшения механических повреждений при загрузке-разгрузке батарей в резервуары в условиях поточного производства, а также за счет выравнивания температурных градиентов в резервуарах при формировании и зарядке.

Интеллектуальное микропроцессорное оборудование для тягового подвижного состава железных дорог

Донской А.Л.

ООО «АВП-Технология», Москва, Россия

The microprocessor equipment for a rolling stock of a railway

Система автоматизированного ведения пригородного электропоезда, пассажирского и грузового электровозов любого рода тока, пассажирского тепловоза (УСАВП, модификации). Представляет собой аппаратно-программный комплекс для управления локомотивом или моторвагонным подвижным составом. Алгоритм движения рассчитывается на борту в реальном масштабе времени, на основе графика движения (перегонных времён хода), профиля, ограничений скорости, массы состава и других параметров поезда строится кривая оптимальной энергетической эффективности. Разработана и внедрена на сети дорог России и Белоруссии. В состав комплекса входят: бортовая аппаратура, управляющая бортовой программой и АРМ подготовки бортовой базы данных.

Регистратор параметров движения и автоведения (РПДА) для электропоезда, пассажирского и грузового электровоза любого рода тока. Осуществляет автоматическое измерение, вычисление и регистрацию до 40 параметров движения поезда. Предназначен для непрерывного мониторинга и экспресс-диагностики подвижного состава, а также анализа данных совершенных поездок. В состав, помимо аппаратуры и ПО, входит специализированный АРМ расшифровки записанных на сменный носитель данных.

Интеллектуальная система автоматизированного ведения грузового поезда с распределённой тягой по его длине (ИСАВП-РТ). Основана на системе автоведения грузового поезда. Позволяет управлять тягой и торможением электровозов соединённого поезда из головной кабины управления, как в синхронном, так и в асинхронном режиме.

Единая комплексная система управления и обеспечения безопасности движения (ЕКС), представляющая собой объединённый на программно-интерфейсном уровне комплекс приборов безопасности, автоведения и регистрации: КЛУБ-У, САУТ-ЦМ, УСАВП, РПДА, ТСКБМ. Обеспечивает единство управления и соблюдение безопасности движения. Расчёт подсистемой УСАВП алгоритма ведения производится с учетом поездной обстановки, полученных сигналов интервального регулирования движения поездов, уточнённой координаты поезда. ЕКС исключает необоснованные экстренные торможения, допускаемые рядом приборов безопасности, бодрствование машиниста контролируется без отвлечения его от управления на нажатие рукояток подтверждения бдительности.

Система регистрации параметров работы тепловоза (РПРТ), позволяющая автоматизировать процесс учета расхода дизельного топлива на основе показаний датчиков измерения его уровня, плотности и температуры в баке тепловоза. Обеспечивает дистанционный мониторинг расхода путём передачи показаний датчиков по цифровому радиоканалу.

Регулируемый компенсатор реактивной мощности для электровозов переменного тока (КРМ-РД), обеспечивающий поддержание оптимальных значений коэффициента мощности во всем диапазоне режимов работы электровоза.

Система управления скоростью вращения мотор-вентиляторов в зависимости от температуры тяговых двигателей. Обеспечивает экономию электроэнергии за счёт сокращения избыточного обдува оборудования электровоза в период их работы с нагрузкой, ниже номинальной.

Новые грузовые тележки на колею 1520 мм

Ефимов В.П.

ФГУП «ПО Уралвагонзавод», Нижний Тагил, Россия

The article presents developed innovative freight bogies for railways of Russia and CIS. The innovative bogies have axle load 23,5... 25 t and improved technical-economical properties.

Создание перспективных грузовых тележек является наиболее актуальной и трудной задачей в комплексе работ по разработке вагонов нового поколения. Программа работ по созданию подвижного состава нового поколения предусматривает создание тележек и вагонов повышенной грузоподъемности с осевой нагрузкой 25 тс для скоростей движения до 120 км/ч. Эксплуатация вагонов с осевой нагрузкой 25 тс планируется на всей сети железных дорог России и стран СНГ при условии, что ходовые части на данную осевую нагрузку должны обеспечивать воздействие на путь не выше, чем от серийных тележек модели 18-100 при осевой нагрузке 23,5 тс. До запуска в серийное производство тележек с повышенной осевой нагрузкой, важным направлением работ является перевод грузового парка на использование тележек с нагрузкой 23,5 тс с улучшенными технико-экономическими показателями, повышенными параметрами прочности и ресурса.

ФГУП «ПО УВЗ» разработал и запустил в 2004 году в серийное производство тележку модели 18-578 с осевой нагрузкой 23,5 тс. Тележка трехэлементной конструкции с литыми несущими деталями по критериям, характеризующим динамические (ходовые) качества, на 18... 20 % имеет лучшие показатели в сравнении с тележкой модели 18-100.

В настоящее время на железных дорогах РФ эксплуатируется более 75 тыс. тележек модели 18-578, при этом тележки выпуска 2004 года имеют пробег более 540 тыс. км с положительным результатом по их техническому состоянию. Эксплуатационные качества тележки модели 18-578 значительно выше тележки модели 18-100. Стоимость содержания тележек в эксплуатации снижена не менее чем в 2 раза, стабильность ходовых качеств тележки на протяжении межремонтного пробега (500 тыс. км) практически не изменяется. Стоимость плановых видов ремонта тележки модели 18-578 также значительно ниже тележки модели 18-100, так как все пары трения защищены от износов и не требуют применения восстановительных технологий.

С целью дальнейшего повышения технического уровня тележки с нагрузкой на ось 23,5 тс разработан модернизированный вариант тележки (модель 18-578М-УВЗ), в конструкции которой реализован ряд новых технических решений, с целью повышения динамических (ходовых) и эксплуатационных качеств тележки, а также параметров прочности и ресурса основных несущих узлов и деталей.

Накопленный опыт проектирования и результаты испытаний грузовых тележек позволили ФГУП «ПО УВЗ» в сжатые сроки разработать перспективную тележку модели 18-194-1 с нагрузкой на ось 25 тс. Конструкция, динамические, ходовые, а также эксплуатационные характеристики тележки находятся на уровне лучших зарубежных аналогов. Тележка прошла приемочные испытания, а также стендовую отработку по параметрам прочности и ресурса. Проведенные ходовые, динамико-прочностные и по воздействию на путь испытания опытных полувагонов на тележках модели 18-194-1 показали, что тележка удовлетворяет нормативным требованиям. В настоящее время проходит процедура сертификации основных узлов и деталей тележки в РС ФЖТ России и во втором полугодии 2008 г. планируется запустить данную тележку в серийное производство.

Обоснование вариантов продления специализированных вагонов-платформ

Жарова Е.А.

ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

Different possibilities to prolong railway vehicles service life are discussed. It is shown that the combination of economical approach with traditional methods to estimate car technical state allows to choose rational variants to improve the car fleet.

Совершенствование парка вагонов осуществляется за счет обновления парка, проведения пролонгации с одновременной модернизацией вагонов, проведения капремонта с продлением срока полезного использования. Собственник вагонов должен иметь инструмент для оценки экономической эффективности (ЭЭ) от управляющего воздействия. Предлагается подход к определению ЭЭ по чистому дисконтированному доходу (ДД), внутренней норме доходности, индексу доходности и сроку окупаемости инвестиций. Рассмотрен основной механизм определения ЭЭ каждого из вариантов использования индивидуального ресурса вагона. Это коммерческая эффективность, предполагающая анализ потока реальных денег от трех видов деятельности: инвестиционной, операционной и финансовой. Поток денежных средств от инвестиционной деятельности на t -м году равен разности поступлений от продажи активов или реализации оборотных средств на t -м временном шаге i -й инвестиционной деятельности и затрат на приобретение активов, оборотных средств или вложения в увеличение (возобновление) индивидуального ресурса вагона. Потоки доходов от операционной и финансовой деятельности рассчитываются аналогично расчету инвестиционной деятельности. Важнейшая задача при дальнейшем расчете показателей общей ЭЭ на основе полученных потоков реальных денег от инвестиционной, операционной и финансовой деятельности – определение нормы дисконта (НД): ежегодной ставки доходности, которая могла бы быть получена в настоящий момент от аналогичных инвестиций. При этом НД должна отражать не только доходность, но и риск инвестиций. В работе предложен подход к определению модификации НД с учетом риска. Однако такой расчет имеет сугубо детерминистский характер, основным путем его уточнения является применение вероятностного подхода. При принятии управленческого решения по модификации или модернизации вагона учитывается немалое количество факторов. Могут варьироваться величины доходов собственника, эксплуатационные затраты и т.д. Поэтому эффективнее осуществлять вероятностную оценку ЭЭ для каждого конкретного управленческого решения. Существо модифицированного метода заключается в последовательном учете случайного характера входных характеристик системы с применением детерминированного способа выдачи реализаций, которые представляются в виде условных распределений на каждом шаге алгоритма. Функцию распределения выходной характеристики получают многократным решением интегральной свертки числовых последовательностей, элементами одной из которых являются дискретные значения условных распределений выходной характеристики на соответствующем шаге алгоритма, а элементами другой – вероятности выброса соответствующих этим распределениям реализаций входных характеристик системы. Рассмотрен подход, использующий интегральную свертку чисел для расчета чистого ДД от принятия определенного инвестиционного управленческого решения. Основные принципы решения задачи без особой сложности адаптируются для определения любых других показателей общей ЭЭ. С применением численных процедур статистического моделирования математическая постановка задачи сводится к получению диапазона значений чистого ДД. Для получения исходных данных может использоваться любая имеющаяся статистическая информация, позволяющая составить представление о входных характеристиках системы. Сочетание экономического подхода с традиционными методами оценки технического состояния, основанными на применении МКЭ, оценки устойчивости, оценки коррозионного износа и остаточного ресурса по критериям многоциклового усталости позволяют выбирать рациональные варианты совершенствования парка вагонов.

Расчет термических напряжений железнодорожных колес

Ищенко В.А., Шаптала М.В., Ведмедева Я.В.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The problem of calculating the thermal stress state railway wheels during braking is considered. Thermal tense-strain state is determined on the basis of reciprocity theorem works Betty-Maxwell. We present calculations of temperature field and thermal stress state under different regimes wheel braking.

Повышение надежности и долговечности железнодорожных колес по-прежнему остается актуальной задачей, решение которой во многом зависит от исследований термического напряженно-деформированного состояния, обусловленного разогревом колеса при торможении. Дифференциальное уравнение теплопроводности получено при интегрировании уравнения теплового баланса по характерным областям колеса (обод, диск и ступица), что позволило учесть трехмерность конструкции. Граничные условия в момент контакта точки на поверхности катания колеса с тормозной колодкой приняты второго рода и являются переменными во времени. Основным источником нагрева является тепло возникающее при трении тормозных колодок, которое рассчитывается в зависимости от типа тормозных колодок и силы нажатия на колодку. Математическая модель позволяет производить расчет как для случая установки одной тормозной колодки на колесо, так и для варианта установки двух тормозных колодки на колесо. Конвективный теплообмен с поверхности колеса определяется в зависимости от скорости движения экипажа. Теплофизические характеристики колесной стали задаются как функции температуры. Уравнения движения используются для определения скорости движения при торможении. Рассчитано температурное поле железнодорожного колеса для случая экстренного и служебного торможения. Эти температурные поля служат исходными данными для последующего расчета напряженно-деформированного состояния колеса.

Термическое напряженно-деформированное состояния определяется на основе теоремы взаимности работ Бетти-Максвелла, обобщенной на случай температурного воздействия В.М. Майзелем, на основе которой получены аналитические зависимости для определения температурных перемещений, деформаций и напряжений в произвольной точке колеса.

Для рассчитанных температурных полей определено термическое напряженное состояние колеса.

Організація раціональної системи утримування тепловозів серії ТГМ4 на прикладі ВАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»

Капіца М.І.

ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The purpose of work is determination of the rational system of retaining of the gidromekhanichnoy passing to of diesel engines the series of TGM4 for the beforehand set reliability of park of locomotives at the minimum charges of facilities and labour intensiveness.

В свій час на підставі математичного моделювання процесів ремонту з залученням методів випадкових процесів, теорії надійності, методів оптимізації і функціонального аналізу були створені теоретичні основи кількісного опису моделей відновлення (ремонту) рухомого складу. А розроблений аксіоматичний підхід до побудови математичних моделей ремонту рухомого складу дозволяє більш повно кількісно оцінювати вплив планових ремонтів на надійність локомотивів. Дану оцінку можна робити не тільки в умовах експлуатації, але і на стадії проектування.

Вишуканість математичного апарату, який застосовується в даній області досліджень, не компенсує відсутність врахування технології відновлювальних робіт. Автору не відомі дослідження з врахуванням технології при вирішенні задач з вибору раціональних систем утримування. Добре відомий той факт, що поєднуючи ті чи інші об'єми ремонтів, ми домагаємось відповідної економії ресурсів, однак у моделях розрахунку раціональної системи планових відновлень така ситуація не знаходила належного відображення.

Для розрахунків вибору раціональної системи утримування тепловозів серії ТГМ4 на ВАТ „Металургійний комбінат «Запоріжсталь»” поряд із надійністю його основних складових (що виражені через H -характеристики) була врахована технологія відновлювальних робіт. Врахування технології відновлювальних робіт при побудові раціональної системи утримування дозволяє визначити витрати коштів та часу на виконання відновлювальних робіт шляхом використання інформації технолого-економічної карти, яка була створена на основі інформації, одержаної від ВАТ „Металургійний комбінат «Запоріжсталь»”.

У запропонованій системі утримування відсоток несправних локомотивів α не перевищує 15 %, що є запорукою вчасного та якісного виконання технологічного процесу комбінату при мінімальних витратах коштів та трудомісткості.

Якщо проаналізувати циклічність, одержану в результаті розрахунків, то можна стверджувати про певну закономірність повторюваності об'ємів виконуваних робіт через регламентовані проміжки часу, що і є раціональною структурою системи утримування даної серії локомотивів та певних умов експлуатації.

Така система стане попереджуючим фактором появи аварійних відновлень, які відволікають значні грошові та трудові ресурси на їх усунення.

З урахуванням циклічності виконання ремонтів згідно з наказом № 310 визначена вартість робіт за шість років, тобто до капітального ремонту (КР), що складе 74 500 грн.. А для існуючої на ВАТ „Металургійний комбінат «Запоріжсталь»” системи утримування тепловозів ТГМ4 вартість робіт складе 73 500 грн.. Для запропонованої системи утримування вартість робіт складе 68 269 грн. Тобто за шість років реалізації системи утримування, порівнюючи запропоновану систему утримування та за наказом № 310 заощаджуємо кошти лише на одному тепловозі 6 230 грн. Для інвентарного парку тепловозів ТГМ4 в 53 одиниці це складе 330 190 грн. заощаджених коштів за шість років.

Вибродиагностические исследования тяговых электродвигателей подвижного состава

Карпенко В.В., Ковалев А.Е., Гутниченко А.А.
ГП завод «Электротяжмаш», Харьков, Украина

In work a method and results of researches of hauling electric motors of mobile composition is examined in the conditions of factory-manufacturer and exploitation. For the decision of task of authentication of spectral constituents of vibration of motor models are developed in the programmatic complexes of Solidworks and Ansys, calculations and tests are executed, practical recommendations are given on perfection of descriptions of engines.

В работе рассматривается методика и результаты вибродиагностических исследований тяговых электродвигателей (ТЭД) подвижного состава в условиях завода-изготовителя и эксплуатации. Для решения задачи идентификации спектральных составляющих вибрации ТЭД разработаны его геометрические и конечно-элементные модели в программных комплексах Solidworks и Ansys, выполнен комплекс расчетов и испытаний, даны практические рекомендации по совершенствованию динамических характеристик двигателей.

Создание новых образцов тяговых электрических машин в современных условиях характеризуется с одной стороны быстрыми темпами разработок опытных образцов машин за счет применения современных методов расчета и испытаний, с другой стороны все более жесткими требованиями к их надежности. Это в полной мере относится к тяговым электродвигателям, которые разрабатываются и изготавливаются ГП завод «Электротяжмаш». В последние годы заводом освоен выпуск целого ряда ТЭД: ЭД 141А (магистральный грузовой электровоз ДЭ1), АД914 (магистральный грузопассажирский электровоз ДСЗ), АД906 (дизель-поезд ДЭЛ-02), ЭД150, ЭД150А (пассажирские тепловозы ТЭП150, ТЭП70У, ТЭП70БС и грузовой тепловоз 2ТЭ70), ЭД153 и ЭДП810 (магистральные электровозы ЭП2К, 2ЭС6) и другие.

ТЭД локомотивов, которые представляют собой сложную электромеханическую систему, эксплуатируются в условиях интенсивных вибрационных и ударных воздействий, нестационарных токовых нагрузок, при неблагоприятном сочетании разных климатических факторов. Многолетний опыт эксплуатации ТЭД показал, что особенное внимание на этапе проектирования и опытной эксплуатации должно быть уделено исследованию влияния вибрационных нагрузок на его работоспособность, при этом оценку собственного вибросостояния двигателя, проверку адекватности расчетных моделей и эффективности принятия конструктивно-технологических решений на этапе доводки ТЭД целесообразно проводить методами спектральной вибродиагностики.

На ГП завод «Электротяжмаш» создана база данных по оценке вибросостояния ТЭД при проведении приемо-сдаточных испытаний, которая позволяет вести компьютерный учет всех возникающих неисправностей, делать заключение о соответствии ТЭД нормативно-технической документации путем анализа спектра вибрации с помощью математического моделирования давать рекомендации по улучшению вибросостояния ТЭД.

В статье приводятся методические рекомендации по построению конечно-элементной сетки различных конструктивных элементов двигателей, рациональному выбору типа конечных элементов, в том числе учитывающие конструкционную анизотропию его элементов, анализируется точность полученных результатов. На примере ТЭД ЭД141А, даны практические рекомендации по выбору конструкции коллекторной камеры двигателя, норм балансировки роторов и якорей ТЭД безкорпусного исполнения. Результаты вибродиагностических исследований ТЭД внедрены при изготовлении двигателей на заводе «Электротяжмаш» и могут быть полезны локомотивным депо при определении причин повышенной вибрации ТЭД.

О сертификационных испытаниях тягового электрооборудования в Украине

Карпенко В.В., Сбитнев В.И., Шарлай В.М.
ГП завод “Электротяжмаш”, Харьков, Украина

A testing centre of “Electrotjzhmash” plant is presented. Its equipment by testing approaches, testing equipment, measuring tools, and experts allows to carry out certification tests necessary for railway transport of Ukraine, Russia and other countries.

В последние годы завод стал наращивать выпуск тягового электрооборудования как для тепловозов, так и для электровозов, дизель-поездов и других, ведет разработку и осваивает производство новых перспективных тяговых машин переменного и постоянного тока для поставок в Украину и страны ближнего и дальнего зарубежья.

Для установления соответствия продукции обязательным требованиям нормативных документов законодательствами Украины и Российской Федерации установлены процедуры ее сертификации.

В Украине в сфере технического регулирования приняты ряд фундаментальных законов, однако не разработаны правила обязательной сертификации в Системе УкрСЕПРО технических средств железнодорожного транспорта (ТСЖТ), к которым относится тяговое электрооборудование (ТЭО).

Законом Российской Федерации О техническом регулировании, а также концепцией об интеграции транспортных систем Российской Федерации и Украины от 03 сентября 2004 года, технические регламенты на железнодорожном транспорте определены в качестве основополагающих нормативных документов при проведении сертификационных испытаний. Однако неопределенность сроков внедрения технических регламентов подтверждения соответствия ТСЖТ, в частности ТЭО, может привести к отрицательным последствиям, учитывая то, что требования безопасности являются определяющими на железнодорожном транспорте.

В 2005 году часть испытательного центра электрооборудования ГП завод “Электротяжмаш”, которая непосредственно занималась сертификационными испытаниями тягового электрооборудования, была выделена в самостоятельное структурное подразделение ИЦ ТЭО, а в 2006 году была проведена его аккредитация в Регистре сертификации на федеральном железнодорожном транспорте (РСФЖТ) на техническую компетентность и ИЦ ТЭО ГП завод “Электротяжмаш” выдан аттестат аккредитации № ССФЖТ UA.01ЖТ.12ЦТ.00101 от 09.11.2006 г.

В данной работе дано представление ИЦ ТЭО ГП завод «Электротяжмаш», аккредитованного в РС ФЖТ. Показано, что оснащенность ИЦ ТЭО методиками испытаний, испытательным оборудованием и средствами измерений, а также квалифицированным персоналом, позволяет проводить сертификационные испытания для нужд железнодорожного транспорта Украины, России и др. стран.

В область аккредитации включено не только тяговое электрооборудование, изготавливаемое на ГП завод “Электротяжмаш”, но и продукция других предприятий Украины, которые поставляют оборудование для ТСЖТ России. Проведение сертификационных испытаний в испытательном центре тягового электрооборудования ГП завод “Электротяжмаш” позволяет экономить значительные валютные средства государства.

Разработка, исследование и внедрение новых поглощающих аппаратов для грузовых вагонов

Кеглин Б.Г., Болдырев А.П., Шлюшенков А.П., Гуров А.М., Фатъков Э.А.
БГТУ, Брянск, Россия

Considered questions of development, researches and introductions of new absorbing devices for freight cars are. Are presented the technique and results of tests developed in Bryansk state technical university polymeric absorbing device ПМКП-110 of class T1 and hydroelastomeric absorbing device ГЭ-120 of class T3.

Последние годы отмечены повышенным вниманием железнодорожных организаций к обеспечению безопасности движения и сохранности вагонного парка и, в частности, повышению эффективности поглощающих аппаратов автосцепки. ОАО «РЖД», начиная с 2006 г., потребовало установки на вновь строящиеся вагоны общего назначения поглощающих аппаратов класса Т1, а с начала 2008 г. – их установки и на вагоны, прошедшие капитальный ремонт. К настоящему времени к серийному выпуску в России допущено два типа поглощающих аппаратов класса Т1 – РТ-120 и ПМКП-110, чему предшествовал большой объем стендовых, вагонных и поездных эксплуатационных испытаний в разных климатических зонах. В докладе подробно рассмотрены методика и результаты этих испытаний, дается качественная и количественная сравнительная оценка указанных типов аппаратов. Приводятся результаты разработки, исследования и сертификации нового термопластового полимерного материала для аппарата ПМКП-110. Рассмотрены пути организации выпуска аппаратов этого типа в необходимых объемах, обеспечивающих их установку как на новые вагоны производства стран СНГ, так и на вагоны, прошедшие различные виды ремонта.

По-прежнему остается актуальной проблема создания высокоэффективных и надежных поглощающих аппаратов классов Т2 и Т3, предназначенных для установки на цистерны и другие типы вагонов, нуждающихся в особой защите при действии ударных нагрузок на сортировочных горках и при маневрах. К сожалению, выпускаемые с начала этого века аппараты этих классов 73ZW, АПЭ-95-УВЗ и АПЭ-120И оказались недостаточно надежными в характерных для России климатических зонах, что привело к массовым отцепам и простоям цистерн.

В докладе рассмотрены вопросы создания новых типов аппаратов классов Т2 и Т3, разработанных специалистами БГТУ. Созданы математические модели, конструкции и выполнен большой объем испытательных работ как при обычных, так и экстремальных температурных режимах для двух типов аппаратов: гидрополимерного ГП-120 и гидроэластомерного ГЭ-120. Наиболее эффективным и надежным оказался гидроэластомерный аппарат, обеспечивающий номинальную энергоемкость не менее 150 и максимальную – более 200 кДж. В 2008 году ожидаются межведомственные испытания этого аппарата и выпуск установочной партии.

Argos. Индикация состояния безопасности, нестабильности и шумов

Келлер А.

ЗАО «Месстехник», Москва, Россия

Effective and safe railroading is possible only at presence of data about the track and rolling stock conditions. Therefore the complex decision for recognition of risk factors and a derailment, an overload and noise costs are necessary. Here we present a new measurement method for the constant and consecutive control over adherence of safety standards and noise level reduction

1. Argos Q.

Статистическая вероятность схода с рельс.

Надежное распознавание факторов риска схода с рельс по причинам:

некруглости колес, выбоин;
распределения нагрузки, формирования поездов;
перекоса (скручивания).

2. Argos Y/Q установка на прямом участке.

Распознавание факторов риска схода с рельс по причинам:

силы Y и Q;
нестабильности;
усилий сдвига рельсового пути.

3. Argos Y/Q установка на закругленном участке.

Распознавание факторов риска схода с рельс по причинам:

силы Y и Q;
внешний крутящий момент;
колебательных свойств.

Оценка влияния работоспособности поглощающего аппарата автосцепного устройства на несущую способность рамы вагона-цистерны

Кобищанов¹ В.В., Антипин¹ Д.Я., Дверников² В.В.

¹ – БГТУ, Брянск, Россия; ² – ОАО «Алтайвагон»

The calculating estimation of working efficiency influence of elastomer cushioning unit of automatic coupling equipment on load-bearing capacity of tank car frame.

Выполнена расчетная оценка влияния работоспособности эластомерного поглощающего аппарата автосцепного устройства на несущую способность рамы вагона-цистерны.

В качестве объекта исследования принят вагон-цистерна модели 15-289 производства ОАО «Алтайвагон» оборудованная эластомерными поглощающими аппаратами АПЭ-120И.

Динамическая нагруженность рамы вагона-цистерны оценивалась на основе гибридной динамической пространственной модели, в которой рама вагона моделируется упруго-диссипативной конечной схемой, котел – абсолютно твердым телом, ходовые части и автосцепное оборудование – подсистемами связанных твердых тел. Модель создана в среде программного комплекса «Универсальный механизм». Подсистема «тележка» представлена сочетанием абсолютно твердых тел (боковые рамы, надрессорная балка, колесные пары, буксы), соединенных шарнирами, силовыми элементами (в местах контакта), упругими и диссипативными элементами (центральное подвешивание). Подсистема «автосцепное оборудование» включает в виде твердых тел корпус автосцепки, тяговый хомут, упорную плиту, корпус и упруго-диссипативный элемент поглощающего аппарата, передние и задние упоры. Схема соединения указанных элементов позволяет адекватно моделировать передачу на раму вагона продольных растягивающих и сжимающих усилий и работу поглощающего аппарата только на сжатие. Кроме этого схема дает возможность моделирования взаимодействия неисправного эластомерного поглощающего аппарата (с вытекшим эластомером), как абсолютно твердого тела, с упорами.

Динамическая нагруженность рамы вагона-цистерны определяется при его движении по прямым и кривым участкам пути с соответствующими скоростями, а также при маневрах, включая роспуск с сортировочных горок.

Достоверность получаемых результатов оценивалась с помощью данных натурных испытаний вагонов данного типа.

Методика расчета усталостной долговечности рамы вагона разработана на базе рекомендаций Норм для оценки многоциклового усталости и расширена до возможности учета малоциклового усталости, связанной с действием продольных сил по осям автосцепок. Динамические расчеты рамы вагона показали, что наиболее нагруженной областью является шкворневая зона и, в частности, тавровые сварные соединения вертикальных листов шкворневой балки со стенками зетовых профилей хребтовой балки. В зонах указанных сварных соединений наиболее вероятно появление усталостных трещин.

Расчетная оценка усталостной долговечности сварной несущей конструкции рамы выполнялась для 9-ти схем возможных соударений вагонов с учетом статистического распределения максимумов растягивающих и сжимающих продольных сил, действующих на вагон от автосцепок за 1 год эксплуатации, приведенного в Нормах. Рассмотрены две задачи оценки усталостной долговечности сварной конструкции рамы вагона-цистерны с исправным и неработающим поглощающим аппаратом по заданному среднесуточному пробегу вагона-цистерны и допускаемому значению коэффициента запаса усталостной долговечности.

Результаты расчетов показывают, что неисправность поглощающего аппарата приводит к снижению срока службы несущей конструкции рамы цистерны более чем в восемь раз.

Оценка динамических характеристик вагонов-цистерн с разным уровнем недолива

Ковтун Е.Н., Малый В.В., Маркова О.М.
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

Motion of a train composed of tank cars with various tank ullage level is considered. The analysis of results obtained has shown that if there are tank cars with high ullage in the train, the permissible speed of motion is reduced essentially.

Опыт эксплуатации грузового подвижного состава железных дорог показывает, что вероятность аварийных ситуаций существенно повышается, если в составе поезда наряду с загруженными вагонами находятся вагоны-цистерны с разным уровнем недолива. Поэтому важно определить те факторы, которые являются критическими для поездов, в состав которых включены неоднородные по массе и типам вагоны. Для оценки безопасности движения поезда с вагонами различной загрузки необходимо рассматривать как минимум три соединенных между собой вагона.

В работе с использованием методов математического моделирования рассмотрено движение с постоянной скоростью по произвольным участкам пути трехвагонного сцепа вагонов-цистерн, перевозящих бензин. Рассматривались три уровня недолива жидкого груза в котле цистерны: 0,22 м; 0,5 м и 1 м, а также полностью загруженный и порожний вагоны-цистерны. При этом при формировании сцепа из вагонов-цистерн уровень заполнения каждого из вагонов был произвольным.

Анализ полученных результатов показал, что безопасность движения сцепа вагонов-цистерн определяется по большей части уровнем заполнения цистерны жидким грузом. Для сцепов, сформированных из вагонов разной загрузки, показатели качества хода отдельного вагона определяются степенью его загруженности, а в целом динамические показатели сцепа определяются наличием в нем вагонов-цистерн с большим недоливом независимо от их месторасположения в сцепе.

Вагоны-цистерны с большим уровнем недолива (порядка 1 м) оказывают большое влияние на изменение допускаемой скорости движения поезда. Это связано с интенсивными колебаниями жидкости, имеющей большую площадь свободной поверхности, в котле цистерны. Поэтому при определении допускаемых скоростей движения поездов, составленных из вагонов-цистерн с различным уровнем заполнения котлов цистерны жидким грузом, необходимо принимать во внимание колебания жидкости и оценивать их влияние на безопасность движения поезда в целом.

Определение параметров системы «груз – упаковочная тара – вагон», обеспечивающих сохранность груза при ударе

Коломникова О.С.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

The model for determination of parameters of a design for fastening piece cargoes for their safe transportation is submitted. The results analysis is executed depending on different ratio of elasticity, not elastic resistance forces and friction forces. On the basis of this analysis there are determined parameter's values for providing safety of the transported cargo.

При перевозке грузов железнодорожным транспортом для обеспечения сохранности их помещают в упаковку. По технологическим причинам часто невозможно осуществить жесткое крепление упаковочной тары к платформе или полу вагона, а также грузов к упаковке. При осуществлении маневровых работ с загруженным вагоном упаковка может деформироваться, а иногда и повреждаться. Поэтому возникает необходимость определения параметров упаковочной тары и креплений, которые будут обеспечивать как сохранность грузов так и целостность упаковки.

В работах зарубежных авторов продолжительное время ведется разработка теории о границе повреждения, граничном ускорении и граничном смещении для определения параметров, соответствующих условию работы упаковочной системы без повреждений. Метод определения границы повреждения, основанный на снижении ускорения пакетированного груза, может быть дополнен путем введения критерия максимально допустимой деформации материала упаковки. Если же упаковка имеет небольшой коэффициент жесткости, то она сможет предохранить груз от высокого ускорения, но в этом случае деформация материала упаковки может превысить предельную.

В представленной работе поставлена задача по установлению влияния параметров крепления и свойств упаковочной тары на динамику системы «груз – упаковочная тара – вагон». Определены законы изменения сил, при которых ускорение и перемещение груза относительно вагона при ударе будет минимальным.

Для учета особенностей свойств материалов исследуемой системы, из которых изготавливается упаковочная тара и средства крепления груза, нами предложена обобщенная расчетная схема, в которой между грузом и упаковкой, а также упаковкой и вагоном имеются упруго-вязкие связи. На ее основе разработана математическая модель груза и упаковки как системы с несколькими степенями свободы. В модели принято, что силы упругости нелинейно зависят от относительного смещения тел, силы неупругого сопротивления пропорциональны скорости изменения названного расстояния. Кроме того между полом вагона и упаковкой имеются силы сухого трения.

Рассмотрен ряд вариантов исходных данных, в которых учитывалось влияние разного сочетания сил сопротивления на ускорения и смещения перевозимого груза. В результате расчетов было выявлено, что варьирование показателей степени в выражениях относительного смещения, позволяет подобрать наиболее рациональные параметры крепления, при которых ускорение и перемещение груза относительно вагона при ударе будет минимальным. Установлено, при увеличении коэффициента сухого трения происходит резкое возрастание ускорения груза. Наименьшее значение ускорения груза $24,7 \text{ м/с}^2$ достигается при использовании упругих связей с мягкими характеристиками и коэффициенте сухого трения 0,2. При этом будет обеспечиваться сохранность груза при перевозке.

Полученные результаты могут быть применены для разработки конструкции упаковки, обеспечивающей безопасность транспортировки грузов.

Вирішення гальмівної задачі в гірських умовах Грузії

Корженевич¹ І.П., Торопов² Б.І.

¹ – ДПТ, Дніпропетровськ, Україна; ² – Київдіпротранс, Київ, Україна

To solve the braking problem for Georgian railways, special software was developed. It took into account detailed work of locomotive and cars brakes. Real characteristics of track plan and profile, traction characteristics and resistance were used. As a result, valid maximal speeds for the trains were stated.

Як відомо, при виконанні тягових розрахунків треба враховувати обмеження швидкості, яке викликане необхідністю загальмувати поїзд при екстремому гальмуванні на певній відстані. Такі обмеження встановлюють шляхом вирішення гальмівної задачі.

Традиційний підхід до вирішення такої задачі передбачає цілий ряд спрощень, які можуть бути допустимими в нормальних умовах. В той же час при вирішенні цієї задачі для гірських умов постає ряд проблем, які пов'язані з особливістю роботи гальм, зі складністю плану та профілю ділянки та ін..

Для автоматизованого вирішення гальмівної задачі була створена спеціальна комп'ютерна програма, яка достатньо докладно враховувала роботу гальм локомотива та вагонів. При виконанні розрахунків визначалися реальні показники плану та профілю по довжині поїзда і відповідний їм опір, враховувалися зниження зчеплення в кривих малих радіусів, поступовість наповнення гальмівних циліндрів, зниження гальмівного тиску під час гальмування за рахунок витоків повітря.

Розрахунки виконувалися наступним чином. По всій довжині ділянки (160 км) через кожні 50 м розглядалася початкова швидкість екстремного гальмування. Спочатку вона приймалася максимально-допустимою для цієї точки, виходячи з обмежень, які викликані кривими ділянками або стрілочними переходами. Якщо така початкова швидкість не дозволяла зупинитися на потрібній довжині, то відбувалося зменшення початкової швидкості на 5 км/год.

Решение тормозной задачи

RailBrain™ Корженевич И. П. Участок: Марабда - Ахалкалаки

Профиль: D:\Delfi_Kriv\Dima_K\Tjaga\Ogr_Po_Tormozam\Mar_Ah.prf

План: D:\Delfi_Kriv\Dima_K\Tjaga\Ogr_Po_Tormozam\Mar_Ah.pln

Ограничения: D:\Delfi_Kriv\Dima_K\Tjaga\Ogr_Po_Tormozam\Mar_Ah.ogr

Путь: ☐ звеньевой ☒ бесстыковой

Направление расчета: ☐ туда ☒ обратно dv = 5

Макс. длина тормозного пути: 1200

☒ Учитывать тормоза локомотива

Максимальная скорость, км/ч: 80

Файлы в формате программы MoveRW. Файл ограничений должен содержать все ограничения, в том числе от кривых

Длина локомотива: 66, состава: 336, Масса локомотива: 368, состава: 1800, Кол-во осей: 96, Кол-во типов тормозов вагонов: 1

Сумма действительных нажатий на колодки для локомотива, кгс: 262400, Количество колодок: 64, Тип: чугун

Сумма действительных нажатий на колодки для вагонов (1), кгс: 729600, Количество колодок: 192, Тип: чугун

Сумма действительных нажатий на колодки для вагонов (2), кгс: 0, Количество колодок: 4, Тип: чугун

Сумма действительных нажатий на колодки для вагонов (3), кгс: 0, Количество колодок: 4, Тип: чугун

Основное удельн. сопротивл. движению состава (кгс/т) $w_0 = a + b \cdot V + c \cdot V^2$, $a = 0,86$, $b = 0,0048$, $c = 0,0001067$ Расчет a,b,c,P,Q,L

Прочитать задание на расчет | **Выполнить расчет** | Сохранить задание на расчет | Сохранить сформированный файл ограничений

Максимальный спуск под поездом -36,4 ‰ (км 85,047). Ограничение по работе тормозной системы 52 км/ч

Предельный уклон, на котором локомотив удержит состав (‰) 29,2

Действительный тормозной коэффициент 0,458. Расчетный: 0,401.

Количество добавленных ограничений 1012

№	Середина ограничения	Длина, м	Vогр, км/ч
1	5922	50	70
2	5972	50	70
3	6022	50	65
4	6072	50	65

Километраж текущей точки: 0,397

Скорость начала экстремного торможения: 80 Vmax=45

Тормозной путь: 734

Время торможения, с: 53 tmax=107

Ход выполнения расчета

В результаті по всій довжині ділянки були отримані обґрунтовані максимально-допустимі швидкості, що дозволило визначити пропускну здатність ділянки і необхідні додаткові роздільні пункти.

Оцінка можливості підвищення швидкості пасажирських поїздів

Корженевич¹ І.П., Торопов² Б.І., Арсонов³ В.В.

¹ – ДПТ, Дніпропетровськ; ² – Київдіпротранс, Київ; ³ – Укрзалізниця, Київ, Україна

The problem of existing track configuration change to provide maximal possible speed of trains motion is discussed.

Основними факторами, що обмежують швидкість руху, є хвороби земляного полотна, переїзди, контактна мережа, план лінії та стрілочні переводи. Параметри плану, які в першу чергу впливають на швидкість, є радіус, довжина перехідних кривих та підвищення зовнішньої рейки.

Від радіусу та підвищення залежить непогашене прискорення. Довжина перехідної кривої впливає на швидкість опускання колеса та на швидкість зростання прискорення. Для багаторадіусних кривих та сусідніх кривих з малими прямими вставками крім цього виникають додаткові більш складні обмеження швидкості руху.

Для оцінки впливу стрілочних переводів були виконані тягові розрахунки для прямої ділянки довжиною 10 км, посередині якої є станція. Як показали розрахунки, вплив ухилу, зважаючи на потужність локомотивів, є дуже незначним. Зменшення часу руху при підвищенні швидкості по переводах до 140 км/год склали близько 8 с на 1 км довжини станції, а для 160 км/год – близько 13 с.

З метою забезпечення максимально-можливої швидкості було розглянуто перевлаштування існуючого плану в межах земляного полотна. Розрахунки плану виконувалися за допомогою програми RWPlan. Програма дозволяє розраховувати параметри плану для довгих ділянок, аналізувати максимальні швидкості руху поїздів, виконувати проектування із забезпеченням заданих швидкостей, оцінювати витрати на приведення колії в проектне положення.

Для отриманих у результаті варіантів плану ліній були виконані тягові розрахунки на різних напрямках. Застосування мінімальних рихтувань на напрямку Київ-Львів дало зниження часу руху майже на півгодини, ще 20 хвилин дає заміна стрілочних переводів.

Слід зауважити, що намагання повністю зняти обмеження швидкості, які викликані станом плану лінії, призводить на деяких ділянках до необхідності переносу осі траси на десятки, а то й сотні метрів. Зняття таких обмежень вимагає величезних коштів, але дає несуттєвий вииграш у часі руху порівняно з варіантом мінімальних рихтувань.

Аналіз розрахунків показав, що найбільш прийнятним є варіант мінімальних рихтувань із заміною стрілочних переводів на станціях на такі, що дозволяють рух поїздів по прямому напрямку зі швидкістю 160 км/год. Вииграш від поїздів типу «Pendolino» порівняно зі «Столичним експресом» при обмеженнях швидкості руху на рівні 160 км/год є несуттєвим, а зважаючи на вартість таких поїздів їх застосування на напрямках, що досліджувалися, є малоефективним. Якщо ж встановлювати максимальну швидкість на рівні 200 км/год, поїзди «Pendolino» можуть виявитися ефективними. Також перехід на поїзди типу «Pendolino» може виявитись доцільним при врахуванні вимог ОСЗ (Інструкція 0513) стосовно комфортності їзди.

О коэффициенте сцепления

Корольков Е.П., Дмитрусенко Н.С.
МИИТ, Москва, Россия

The sense and significance of a coefficient of cohesion in common program of tractive calculations are discussed in this article. The detailed analysis is given for mistaken interpretation of a coefficient of cohesion. In last years this interpretation has consider adaptation and development in scientific and educational literature of many authors and often it is presented as scientific direction for rising of a locomotive's coefficient of cohesion.

Как следует из закона Кулона, сила трения в точке контакта колеса и рельса (сила сцепления) пропорциональна суммарной нормальной силе давления колес на рельсы. Коэффициентом пропорциональности является коэффициент трения между колесом и рельсом.

При движении локомотива вдоль пути нормальное давление непрерывно изменяется: в силу разных причин колеблется вокруг значения, характерного для статического положения локомотива и равного его сцепному весу. В связи с этим (при прочих равных условиях) коэффициент сцепления в процессе движения также отличается от коэффициента трения и находится в прямой зависимости от амплитуды динамического изменения нагрузки колес, которая, в свою очередь, возрастает с увеличением скорости движения локомотива.

Равенство, выражающее закон Кулона (связывающее силу сцепления и сцепной вес) имеет смысл только в предельном состоянии, когда колеса локомотива вот – вот начнут явно (не упруго) скользить по рельсам или когда они находятся в состоянии явного скольжения, т. е. в состоянии юза или боксования. Предельное значение касательной силы реакции рельсов на колеса локомотива будем называть кулоновой силой трения. Если же касательная сила меньше кулоновой силы, то она не может быть определена по закону Кулона, который в этом случае не применим, а понятие коэффициента сцепления лишено смысла. Для определения касательной силы в этом случае необходимо решить систему дифференциальных уравнений, неизвестными которых являются скорость (или дуговая координата) и суммарная касательная составляющая реакции рельсов на колеса локомотива.

В предлагаемой работе проводится подробный анализ трактовки коэффициента сцепления локомотива в связи с тем, что некорректная трактовка этого коэффициента (распространенная и на случаи, когда значение касательной силы реакции рельсов на колеса локомотива меньше кулоновой силы, и закон Кулона не применим) получила в последние годы широкое распространение как в научной, так и в учебной литературе.

В работе обсуждается смысл и значение коэффициента сцепления в общей программе тяговых расчетов. Проводится подробный анализ некорректной трактовки коэффициента сцепления локомотива. В последние годы это трактовка получила широкое распространение и развитие, как в научной, так и в учебной литературе многих авторов и часто представляется в виде научного направления по повышению коэффициента сцепления локомотива.

Стенд для дослідження сили тертя в скользунах тележки вантажного вагона

Коротенко М.Л., Блохин Е.П., Панасенко В.Я., Клименко И.В.,
Грановский Р.Б., Федоров Е.Ф.
ДИИТ, Днепрпетровск, Украина.

In this paper the new stand construction to investigate the friction force in slippers of cargo train. This stand permits to determine friction force in slippers, its value and friction force moment for hunting of body relatively the car

Система діагностики вантажних вагонів повинна найбільш повно охоплювати ті параметри, від яких залежать показники їх динамічних якостей, в тому числі враховувати ті силові фактори, які залежать від переміщень тележок відносно кузова. Колебання вантажних вагонів на тележках типу 18-100 суттєво залежать від моменту сил опору при повороті надресорної балки відносно кузова в плані. С однієї сторони, цей момент стабілізує вплив тележок на прямих ділянках шляху, з іншої – ускладнює вписування тележок в криволінійні ділянки. При звичайних типових тележках, які мають нормовані зазорів між скользунами цей момент порівняно малий, але в залежності від стану п'ятникового вузла може суттєво змінюватися. Особливо важливу роль цього моменту в тому випадку, коли в тележках використовуються колеса, обточені по ресурсозберігаючим криволінійним профілям, так як при збільшенні в цих випадках ефективної конусності зменшується критична швидкість з точки зору стійкості руху. Для покращення динамічних властивостей вагона в цих випадках зазвичай використовуються пружно-фрикційні скользуни, які створюють необхідну величину моменту сил опору.

В доповіді розглядається випробувальний стенд для контролю величини сил, виникаючих при повороті надресорної балки відносно кузова в плані, і регулювання їх в заданих межах.

Випробувальний стенд складається з виконавчих органів, датчиків і систем управління.

Стенд має нерухому углибожену нижче рівня рейсів основу для переміщення тележки, на якій встановлено орган вертикальної навантаження, П-образну стійку, на якій встановлено пульт управління; записуюче пристрій; визначальник натискного зусилля вертикальної і горизонтальної навантажень, на штоці якого жорстко закріплена нерухомі частини опорного підшипника. По осі штока встановлено з допомогою підшипника качення поворотна частина опорного підшипника. В свою чергу на рухомій частині опорного підшипника жорстко закріплена балка, яка має захвати і ребра жорсткості для підняття тележки за середню частину осей колесних пар. Надресорна балка тележки через скользуни (бокові опори) вступає в контакт зі скользуном, встановленим на П-образній стійці. Після чого підп'ятник вступає в контакт з п'ятником, також закріпленим на П-образній стійці (поперечна балка стійки повністю імітує шкворневу балку кузова вантажного вагона). Оси шкворня, закріплені на підп'ятнику (на рухомій частині підшипника), органу вертикальної навантаження і залізнично-шляхового шляху збігаються, що центрує тележку по відношенню до п'ятника і дозволяє їй при певних умовах поворачиватися на опорному підшипнику навколо вертикальної осі стенда.

Пріоритет конструкції стенда захищений патентом України на корисну модель (положителне рішення від 15.11.2008 г., заявка № 2007 13721).

О возможности улучшения динамических качеств грузовых полувагонов с использованием упруго-фрикционных скользунов

Коротенко М.Л., Грановская Н.И., Грановский Р.Б.,
Клименко И.В., Федоров Е.Ф.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина.

This paper concerns the results of experimental testing the cargo half cars which were updated using the project КПКТБ(в). The wheels were cut for the standard profile and for the profile ИТМ-73.

Одним из путей решения проблемы снижения сверхнормативного износа в системе «колесо – рельс» является введение новых ресурсосберегающих профилей колес. Для вагонов – это профили ДИИТ-УЗ и ИТМ-73. В отличие от применявшегося на транспорте долгие годы стандартного профиля (ГОСТ 10791), который в неизношенном состоянии имеет коническую поверхность катания, ресурсосберегающие профили являются криволинейными, то есть их форма в начальном неизношенном состоянии соответствует в большей или меньшей степени уже приработанной в процессе эксплуатации.

Экипаж с колесами криволинейного профиля имеет более низкую критическую скорость, чем соответствующий экипаж, имеющий колеса с линейным профилем. Из этого следует, что введение ресурсосберегающих криволинейных профилей колес должно сопровождаться проведением конструктивных мероприятий по улучшению динамических качеств грузовых вагонов. В настоящее время на грузовых вагонах железных дорог Украины проводится внедрение ресурсосберегающего профиля ИТМ-73 в сочетании с модернизацией тележек модели 18-100 по проекту КПКТБ(В) С03.04. Указанная технология заключается во введении в систему опирания кузова на надрессорную балку упруго-катковых скользунов постоянного контакта, полимерных прокладок в пятниковом узле и полиуретановых накладок на фрикционных клиньях.

Целью настоящего доклада является изложение результатов натурных испытаний грузовых полувагонов, модернизированных по указанной выше технологии и имеющих колеса, обточенные по стандартному профилю и профилю ИТМ-73. Испытывались порожние вагоны и вагоны, нагруженные до полной грузоподъемности. Проводилось три этапа испытаний: после пробега вагонов в опытном маршруте 30, 70 и 100 тыс. км. Испытания проводились Отраслевой научно-исследовательской лабораторией подвижного состава ДНУЖТ имени академика В. Лазаряна.

В опытном сцепе было два полувагона с модернизированными тележками, причем один из них имел колеса стандартного профиля, а другой – профиля ИТМ-73. Также был полувагон-эталон со стандартными тележками и колесами со стандартным профилем.

Наиболее характерными явились результаты, полученные при движении порожних вагонов по прямому участку пути, на котором была разрешена наибольшая скорость движения 120 км/ч. В ряде случаев наблюдались интенсивные колебания, связанные с извилистым движением кузова и тележек, при которых прежде всего рамные силы и коэффициенты горизонтальной динамики превышали допустимые значения. При этом осциллограммы рамных сил, горизонтальных поперечных ускорений кузова в зоне шкворня и углов виляния тележек относительно кузова имели вид автоколебаний, которые совершались после потери устойчивости движения при наличии тех или иных ограничений. Наиболее существенно модернизация улучшила динамические качества полувагона со стандартными колесами. Ощутимо также модернизация улучшила динамические качества вагона с профилем колес ИТМ-73 с изношенными колесами.

Влияние на устойчивость движения электровоза ДС3 использования профиля МИНЕТЕК

Коротенко¹ М.Л., Чистяк² В.Г., Грановская¹ Н.И., Грановский¹ Р.Б.,
Клименко¹ И.В., Гаркави¹ Н.Я., Федоров¹ Е.Ф.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина; ² – Укрзалізниця, Киев, Украина

The problem of influence of profile MINETEC on the stability of motion for electric locomotive DS3 is considered in this paper.

Профиль МИНЕТЕК, который с 2002 года используется на тяговом подвижном составе Укрзалізниця, позволяет снизить интенсивность износа гребней бандажей колесных пар. Однако указанный криволинейный профиль уже в неизношенном состоянии имеет большую эффективную конусность, чем аналогичный стандартный линейный профиль. Уклон поверхности катания профиля МИНЕТЕК в неизношенном состоянии в точке на среднем круге катания более, чем в полтора раза, превышает аналогичную величину для стандартного профиля. Так как при увеличении эффективной конусности критическая скорость с точки зрения устойчивости движения в общем случае понижается, то указанная замена профиля бандажа требует проверки при этом динамических качеств подвижного состава на соответствие имеющимся нормативным требованиям.

Электровоз ДС3 приемочные испытания проходил при стандартном профиле бандажей. Однако, так как в эксплуатации обточка бандажей производится по профилю МИНЕТЕК, то были проведены дополнительные ходовые испытания электровоза ДС3 с колесами, обточенными по профилю МИНЕТЕК в неизношенном состоянии.

Результаты испытаний показали, что при рассмотренных режимах, в частности при движении по прямому со скоростью до 160 км/час, динамические показатели в обоих случаях соответствуют Нормам и Техническому заданию. Однако оказалось, что при испытании электровоза с колесами, обточенными по профилю МИНЕТЕК при скорости движения свыше 130...135 км/час на прямой появляются незатухающие колебания виляния тележек относительно кузова, что свидетельствует о потере устойчивости движения. Результатами, полученными для электровоза со стандартным профилем колес, показали, что незатухающих колебаний тележек в этом случае во всем диапазоне скоростей вплоть до 180 км/час не наблюдаются, что свидетельствует об асимптотической устойчивости движения электровоза во всем диапазоне скоростей. Анализ графиков рамных сил, полученных во время дополнительных испытаний показал, что при превышении скорости 140 км/час интенсивность нарастания рамных сил существенно увеличивается, что представляет потенциальную угрозу безопасности движения, в частности при износах деталей экипажной части. Кроме того, при скоростях движения локомотива выше 150 км/час резко увеличивается значение поперечной плавности хода на полу кабины машиниста и величина виброускорения в фильтре 2Гц на кресле машиниста. Эти данные показывают, что применение профиля МИНЕТЕК понизило критическую скорость электровоза с точки зрения устойчивости движения. Отсюда следует, что, с одной стороны, необходима корректировка параметров экипажной части электровоза для повышения критической скорости с точки зрения устойчивости движения и вывода ее из диапазона эксплуатационных скоростей, учитывая использование в процессе эксплуатации профиля МИНЕТЕК. С другой стороны, необходимо проведение ходовых динамических испытаний электровоза ДС3 при наличии допустимых износов (в том числе износов поверхностей катания колес) деталей экипажной части.

Сравнительная оценка динамических качеств грузового вагона с тележками различной конструкции

Коссов¹ В.С., Погорелов² Д.Ю., Симонов² В.А.

¹ – ФГУП ВНИКТИ МПС, Коломна, Россия; ² – БГТУ, Брянск, Россия

Comparative dynamic analysis of different freight car bogies is considered. Simulations were performed by “Universal Mechanism” software with the models of a freight car with Y25 and three-peace bogies.

Рассмотрены динамические качества грузового вагона на тележках типа 18-100 и тележках типа Y25. Анализ выполнен с помощью программного комплекса «Универсальный механизм» (УМ). Модели тележек подготовлены средствами УМ с учетом основных особенностей их конструкции. В частности, детально моделируются системы пружинного подвешивания тележек и фрикционного демпфирования (связь Ленора в тележке Y25 и клиновые гасители в трехэлементной тележке).

Анализ динамики вагона на тележках типа Y25 выполнен для двух условий движения по пути с европейским профилем рельса и колес и с российскими профилями.

Выполнено исследование устойчивости движения вагона на тележках типа Y25 по прямому участку пути. В результате получены оценки критических скоростей движения груженных и порожних вагонов на различных типах тележек.

Анализ движения варианта тележки Y25i с независимым вращением колес на каждой колесной паре показал, что при движении такого экипажа на любой скорости по идеально ровному в плане пути колесная пара смещается к одному из рельсов.

Получены результаты сравнительных исследований динамических показателей вагонов на разных тележках при движении в прямых и кривых участках пути.

В частности, исследование динамики груженого вагона в прямом участке пути с неровностями позволило сделать следующие выводы.

Вагон с тележками Y25i при движении по пути с отечественными профилями колес и рельсов при принятых параметрах экипажной части имеет лучшие значения показателей воздействия на путь, а также более низкие поперечные ускорения кузова особенно на скоростях выше 100 км/ч.

Экипажи с тележками типа Y25 имеют лучшие показатели по плавности хода в вертикальном направлении, чем вагон на тележках 18-100 при скоростях выше 90 км/ч.

Наилучшие значения коэффициента устойчивости по вкатыванию колеса на рельс имеет экипаж Y25i.

По показателю износа профилей (и сопротивлению движения) в прямых наилучшей является тележка Y25i.

Порожний вагон с тележками Y25 и Y25i при движении по пути с отечественными профилями колес и рельсов при принятых параметрах экипажной части и пути имеет преимущество перед вагоном с тележками типа 18-100 по показателям устойчивости от вкатывания на рельс.

Анализ движения вагонов в кривых участках пути показал, что вагон на тележках типа Y25 с коническими профилями колес при движении по российскому пути уступает вагонам на тележках типа 18-100 по показателям бокового воздействия на путь. По показателю износа профилей колес в кривой R=650м экипажи типа 18-100 и Y25 отличаются незначительно и имеют заметное преимущество перед экипажем Y25i. В тоже время при движении в кривой R=350м экипаж Y25i имеет лучшие показатели износа, чем другие.

Результаты прочностных испытаний тепловоза ER20 для Литовских железных дорог

Кострица С.А., Мямлин С.В., Султан А.В., Дайлидка С.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The results of strength tests of the locomotive ER20 are submitted.

В ноябре 2007 года Отраслевой научно-исследовательской лабораторией динамики и прочности подвижного состава (ОНИЛ ДППС) ДНУЖТа в рамках договора с АО «Литовские железные дороги» проводились приемочные испытания (ходовые прочностные и на соударения) тепловоза ER20 производства Siemens AG Transportation Systems.

Тепловоз ER20 адаптирован к эксплуатации на Литовской железной дороге с соблюдением стандартов, норм, методик и инструкций, действующих на железнодорожной колее 1520 мм.

Краткие технические характеристики тепловоза ER20:

конструкционная скорость	120 км/ч;
осевая формула	3 ₀ -3 ₀ ;
масса при 2/3 экипировки	135,7 т;
нагрузка на ось	225кН ± 3 %;
габарит	1-Т;
автосцепное устройство	СА-3.

Ходовые прочностные испытания проводились на Литовской железной дороге на участке Радвилишкис – Клайпеда, испытания на соударения – на подъездных путях Радвилишского локомотивного депо. Испытания проводились по согласованной в установленном порядке методике. Схема размещения тензорезисторов на несущих элементах конструкции тепловоза (кузове, раме тележки, наклонной тяге) была принята на основании анализа результатов прочностных расчетов и стендовых испытаний, предоставленных ОНИЛ ДППС на экспертизу фирмой Siemens AG Transportation Systems.

Перед началом ходовых прочностных испытаний был сформирован опытный сцеп из тепловоза ER20-002, вагона-лаборатории ОНИЛ ДППС и грузового поезда массой 4200 тонн. Движение опытного сцепа осуществлялось по прямым участкам пути, кривым большого ($R > 650$ м) и среднего ($650 \text{ м} > R \geq 350$ м) радиусов и стрелкам (1/9, 1/11). Одновременно велась запись 80 процессов динамических добавок напряжений, а также угол поворота набегавшей тележки тепловоза, позволяющий точно определить момент входа и выхода в кривые и стрелки. Динамические процессы записывались в диапазоне скоростей от 40 км/ч до 120 км/ч. Также с целью определения действительных статических напряжений в раме тележки в локомотивном депо была произведена подъёмка кузова тепловоза. Полученные результаты хорошо согласовались с результатами прочностного расчета. По результатам статистической обработки опытных данных была произведена оценка усталостной прочности несущих элементов конструкции тепловоза ER20, которая показала, что минимальный коэффициент запаса усталостной прочности для кузова составил 3,91, для тележки – 4,13, при допускаемом значении равным 2.

Перед испытаниями на соударения был сформирован опытный сцеп из опытного тепловоза ER20-002 и четырех заторможенных тепловозов М62, вагон-лаборатория располагалась на соседнем пути. На опытный сцеп маневровым локомотивом накатывался вагон боек массой 90 т. Было проведено 17 соударений в диапазоне скоростей бояка от 2,5 до 11,6 км/ч. При этом максимальная сила в автосцепке составила 1572 кН. Наибольшие напряжения, соответствующие нормативному значению силы в автосцепке 2500 кН, полученные методом линейной экстраполяции, составили в элементах рамы кузова – 116 МПа, рамы тележки 121 МПа, что не превышает допустимого значения 355 МПа.

Оценка прочности модернизированного рельсового автобуса 620Мс, предназначенного для эксплуатации на железных дорогах Украины

Кострица¹ С.А., Султан¹ А.В., Циюпа² А.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина;

² – АО ПЕСА, Быдгощ, Польша

Description of the design and results of strength calculations for the modernized rail bus are given in accordance with the loading provided by the Norms of strength calculations acting in Ukraine. On the basis of calculation results the recommendations are given for the final design of the bus.

Рельсовый автобус типа 620Мс производства АО ПЕСА (г. Быдгощ, Польша) предназначен для пригородных пассажирских перевозок по не электрифицированным пригородным линиям на рельсовой колее шириной 1520 мм со скоростями до 120 км/ч и является модернизированным вариантом, эксплуатируемого с 2004 года на железных дорогах Украины, рельсового автобуса 620М. Модернизация проведена с целью улучшения технико-эксплуатационных характеристик рельсового автобуса 620М и заключалась в следующем:

- вместо двигателя MTU(ЕВРО-3) мощностью 315 КВт, установлен двигатель MAN (ЕВРО -3а) мощностью 382 КВт;
- с целью увеличения мощности системы кондиционирования воздуха, вместо одного кондиционера установлено – четыре (два для кабин машиниста и два для пассажирского салона);
- изменено расположение радиатора двигателя и кондиционеров, которые из подвагонного пространства вынесены на крышу;
- изменена конструкция ферм крыши (в связи с изменением расположения радиатора двигателя и кондиционеров);
- половина оконного проема рядом с дверью (со стороны расположения двигателя) зашита листом и усилена фермой, что связано с необходимостью прокладки коммуникаций между агрегатами, расположенными в подвагонном пространстве и на крыше.

В связи с внесенными изменениями были проведены расчеты напряженно-деформированного состояния кузова модернизированного автобуса 620Мс при нагрузках предусмотренных действующими на Украине нормами для оценки прочности конструкций моторвагонного подвижного состава (I расчётный режим – условный режим безопасности, II расчётный режим – эксплуатационный). Расчёты по I расчётному режиму были выполнены специалистами ДНУЖТ, по II расчётному режиму – специалистами АО ПЕСА. Для проведения расчётов применялся метод конечных элементов.

Оценка прочности рамы кузова модернизированного автобуса 620Мс при I расчётном режиме велась по допускаемым напряжениям, а при II-м расчётном режиме – по допускаемым напряжениям и коэффициентам запаса усталостной прочности. Кроме того, дано сопоставление результатов расчёта кузова рельсового автобуса 620Мс с результатами приёмочных испытаний рельсового автобуса 620М и показана их хорошая сходимость.

На основании анализа результатов указанных расчётов, а также результатов испытаний и опыта эксплуатации рельсового автобуса 620М была проведена окончательная доработка конструкции автобуса 620Мс, изготовлены и переданы на Украину два опытных образца.

Вибір виду розрахункової схеми для оцінки міцності конструкцій типу балочного ростверку

Костриця С.А., Шамлов Д.Ю.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Comparison of different calculation charts is conducted for the estimation of durability of constructions of being the system cross beams.

Однією з найважливіших задач, яка стає перед інженером під час розробки машинобудівельних конструкцій є вибір розрахункової схеми для оцінки її міцності під дією експлуатаційних навантажень.

Основні вимоги, яким повинна при цьому відповідати розрахункова схема – це її відповідність геометрії реальної конструкції, а також можливість реалізувати експлуатаційні навантаження та умови закріплення.

В даній роботі проводиться оцінка (з точки зору точності отриманих результатів) різних розрахункових схем найбільш поширених у вагоно- та локомотиво- будівництві конструкцій базових рам кузова у вигляді балочного ростверку. У якості метода дослідження обрано метод скінчених елементів (МКЕ).

Дослідження проводиться в два етапи. На першому етапі проведено порівняння результатів, отриманих з використанням стержньової та пластинчастої розрахункових схем для балки з поперечним перерізом відкритого профілю. Результати отримані з застосуванням МКЕ порівнюються з результатами аналітичних розрахунків. Для аналітичного визначення прогину використовуються енергетичні методи та теорія стисненого кручення стержнів.

На другому етапі досліджень розглянуто стержньову та пластинчасту розрахункову схеми балочного ростверку, який складається з двох повздовжніх балок та п'яти поперечних. У якості навантаження прийняте розподілене навантаження на три середні поперечні балки. Причому розглядається випадок коли ростверк складається з елементів відкритого профілю у вигляді швелера та окремо випадок – з елементів закритого профілю у вигляді коробки швелерів.

При проведенні досліджень оцінювався вплив на пружно-деформований стан конструкції таких основних факторів: жорсткість на зсув стержня, ексцентриситет з'єднаних деталей та густина сітки розбивки на скінчені елементи.

В результаті проведених досліджень встановлено, що при розрахунках конструкцій типа балочного ростверку:

- використання стержньової розрахункової схеми є допустимим тільки у випадках коли з'єднувальні деталі не мають ексцентриситету та представляють собою балки закритого профілю;
- при використанні стержньової розрахункової схеми (коли це припустимо) жорсткість на зсув не суттєво впливає на значення прогинів та напружень;
- не урахування ефекту стисненого кручення при використанні стержньових розрахункових схем приводить до значної похибки в результатах. Так, для описаної вище конструкції, яка складається з елементів відкритого профілю, при переході від пластинчастої розрахункової схеми до стержньової похибка по прогинам перевищує 20 %, а по напруженням – 15 %;
- при використанні пластинчастих розрахункових схем особливу увагу слід приділяти густині сітки розбивки на скінчені елементи.

Крім означених результатів в роботі дається систематизація похибок, які може допустити проектувальник при використанні стержньової розрахункової схеми, а також дається опис конструкцій для яких використання стержньової розрахункової схеми є допустимим.

Усовершенствование метода вычисления матрицы инерции колесной пары с учетом технологических допусков на изготовление

Кравец В.В., Кравец Т.В., Харченко А.В.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

A computation algorithm for inertia matrix of wheel pair taking into account the manufacturing and assembling inaccuracies is suggested. It is based on quaternion matrices, which take into consideration the skew of symmetry axes and the shift of substructures within permissible limits.

Асимметрия инерционных характеристик колесных пар, обусловленная смещением центра масс и поворотом главных осей инерции относительно геометрических осей симметрии приводит к появлению инерционных сил и моментов, оказывающих динамическое нагружение элементов конструкции подвижного состава и пути в виде шума, вибрации, биения, повышенного износа, разрушения. Так как эти факторы обусловлены в основном центробежными и гироскопическими силами и моментами, нарастающими пропорционально квадрату скорости, то их оценка и учет при проектировании и эксплуатации скоростного подвижного состава приобретает важное значение и непосредственно связаны с безопасностью движения. Матрица инерции является основным показателем инерционных свойств колесной пары, поэтому усовершенствование метода приведения матрицы инерции к конструктивно удобному центру и базовому триэдру с учетом технологических допусков на изготовление и монтаж составляет актуальную задачу.

Решение поставленной задачи известными методами предполагает проведение громоздких и утомительных выкладок, трудно поддающихся алгоритмизации для последующего использования ЭВМ. Здесь предлагается использовать вычислительный алгоритм преобразования матрицы инерции при повороте и переносе в трехмерном пространстве, основанный на применении кватернионных матриц. Кватернионные матрицы составляются по параметрам Родрига-Гамильтона, учитывающим перекося главных центральных осей инерции колес и оси колесной пары относительно геометрических осей симметрии и по координатам характерных точек, учитывающих отклонение фактических координат центра масс колес и оси колесной пары от геометрических центров симметрии в пределах заданных допусков на изготовление и монтаж. Применение кватернионных матриц позволило получить обобщенную компактную симметричную запись расчетных формул и следовательно обеспечивает удобство в реализации алгоритма на ЭВМ, эффективность вычислительной программы.

Использование автоколебательного стенда для ускоренных ресурсных испытаний длиннобазных вагонов в условиях вагоностроительного завода

Кузин¹ С.Н., Юрцевич² И.В.

¹ – ФГУП «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия; ² – РС ФЖТ, Россия

Typical program and testing procedure for the car fatigue resistance are developed.

Ряд моделей длиннобазных вагонов платформ под перевозку двух 40 футовых контейнеров имеют отказы несущей конструкции в эксплуатации в первый год службы, что говорит о несовершенстве методики оценки ресурса по критерию усталостной прочности, используемой при проектировании и испытании вагонов такого типа.

Для выявления причин и предотвращения появления трещин в эксплуатации, была поставлена задача разработки ускоренной методики проверки усталостной прочности основных несущих элементов конструкций платформ, с использованием стенда для вибрационных испытаний, ранее широко применявшегося ЖдановТяжМаш и ЛИИЖТом при отработке конструкций вагонов-цистерн.

ФГУП «НВЦ «Вагоны» совместно с ВНИИЖТ и АзовМашТест разработана типовая программа и методика испытаний на сопротивление усталости натурных вагонов, произведена адаптация типовой конструкции пневмопульсаторного стенда применительно к условиям завода и особенностям конструкции вагона, проведены натурные испытания платформ, выполнена оценка усталостной прочности на основании полученных результатов.

Стенд, включает в себя следующие основные элементы: пульсатор (непосредственно воздействующий на вагон, который был получен в результате модернизации стандартного тормозного цилиндра с отсутствующей возвратной пружиной), система труб с пневмораспределителями (расположенные максимально близко к пульсатору) и управляющее звено (концевые выключатели со счетчиком циклов).

Выбор режима работы стенда производился по величине амплитуд динамических напряжений в исследуемых зонах при условии бесперебойной работы стенда. Работа стенда предполагала круглосуточное проведение испытаний. В докладе приводятся математическая модель колебаний вагона на стенде, требования к параметрам стенда, основные пути обеспечения стабильных амплитуд колебаний.

Опытные образцы платформ испытывались непосредственно на территории завода. При этом, при введении в эксплуатацию стендов проведены работы по адаптации креплений элементов стенда применительно к особенностям конструкции рамы вагона, улучшению условий труда в цеховых условиях, экономии воздуха, расходуемого на работу стенда.

Предложенная конструкция стенда с незначительными модификациями была применена на пяти предприятиях. Выполненные работы по оценке прочности натурных металлоконструкций показали, что выбранный путь подтверждения ресурса расчетно-экспериментальным методом по результатам стендовых испытаний с привлечением оборудования предприятия оказался наиболее эффективным и оперативным в создавшейся ситуации.

Моделирование напряженно-деформированного состояния корпуса автосцепки СА-4

Кузьмин А.Б., Красюков Н.Ф., Протопопов А.Л.
ОАО «ВНИКТИ», Коломна, Россия

With the help of MSC.Marc software calculations of automatic coupler stress-strain-state are made for operational loadings.

Для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) автосцепки при эксплуатационных нагрузках, выявления зон, в которых возможно зарождение и рост усталостных трещин, ВНИКТИ выполнены обширные расчетные исследования. Расчеты выполнялись с помощью программного комплекса MSC.Marc на объемных конечно-элементных моделях. Предварительные расчеты показали, что при эксплуатационных нагрузках напряжения в зонах концентрации могут превышать условный предел текучести материала. Поэтому задача по определению НДС решалась в физически и геометрически нелинейной постановке с учетом упругопластического поведения материала, больших деформаций и контактного взаимодействия деталей конструкции.

В качестве расчетной схемы, принята схема, содержащая два сцепленных корпуса автосцепки СА-4. Для предотвращения расцепления смоделирован замок, представляющий собой тело, которое устанавливалось в зев автосцепок. В корпус исследуемой автосцепки устанавливался клин тягового хомута, а к хвостовику корпуса автосцепки СА-4 была приложена равномерно распределенная сила.

Анализ полученных результатов показывает следующее.

При растяжении автосцепок СА-4 силой до 2500 кН наиболее нагруженными в их корпусах являются зоны контакта хвостовика с клином тягового хомута с максимальными напряжениями, достигающими в отдельных элементах условного предела текучести материала (450...500 МПа), переходные части большого зуба к голове и головы к хвостовику (250...450 МПа). Напряжения в средней части хвостовика при растяжении не превышают 300 МПа и достигают 430 МПа при сжатии.

От растяжения силой 2000 кН напряжения в элементах корпусов автосцепок снижаются пропорционально, однако в перемычке они остаются выше предела текучести.

При смещении осей зацепления автосцепок на 50 мм напряжения в указанных элементах увеличиваются на 10...20%.

Экспериментальная проверка тензометрированием подтвердила достоверность расчетной модели и показало близкую сходимость результатов.

Зміцнення поверхневого шару циліндричних деталей механізмів засобів транспорту обробкою інструментом з гнучкими робочими елементами

Куліченко А.Я.

Львівська філія ДПТ'у, Львів, Україна

Correlation between the tensely-deformation state of material is certain in the resulted work, hanging of form and to efficiency of strengthening of superficial layer in the process of treatment of surface of metal by an instrument with non-rigid workings elements. The results of tests, which showed that effect of strengthening and resistance of tired it is enough high, are resulted.

Обробка поверхні металу інструментом з нежорсткими робочими елементами, що застосовується у більшості випадків для очистки поверхні деталей і конструкцій засобів транспорту від накопиченого технічного і атмосферного бруду та якісного формування їх поверхневого шару перед нанесенням нового антикорозійного і захисного покриття, щоразу набуває широкого визнання і впровадження в залізничних депо України. В першу чергу це пов'язано з екологічно чистою технологією даного процесу, що суттєво відрізняється від традиційно прийнятої технології поверхневої очистки із застосуванням хімреактивів.

Технологічний процес обробки ґрунтується на використанні як основного інструменту механічних дискових секційних щіток, а особливість обробки полягає в тому, що у процесі механічного контактування робочих елементів з поверхнею деталей відбувається зміцнення матеріалу їх поверхневого шару. В свою чергу, процес зміцнення, викликаний віброударами гнучких робочих елементів, приводить до пластичного деформування поверхні і обмеження можливості обробки тонкостінних циліндричних деталей. У наведеній роботі визначається співвідношення між напружено-деформаційним станом матеріалу внаслідок контактної обробки, формозміни і ефективності зміцнення поверхневого шару.

Припускається, що при обробці динамічним впливом гнучких робочих елементів деформаційний стан є асиметричним, а напруження – плоским. При контактній-зсувній схемі деформування і незначній за розмірами глибині залишкових відбитків, закономірності розподілення залишкових деформацій по товщині пластично деформованого шару металу можна приймати лінійними. Об'ємні деформації циліндричних тонкостінних деталей, під впливом зусилля контактної взаємодії, відбуваються пружно і викликані початковими напруженнями, що утворюються у зміцненому поверхневому шарі.

Залишкові напруження обумовлені алгебраїчною сумою первинних напружень та напружень пружної об'ємної деформації.

Ефективність зміцнення поверхні тонкостінних деталей механічним інструментом з гнучкими робочими елементами (пружинний дріт діаметром 0,6...1,2 мм із сталі марки 65Г) оцінювалась згідно випробовувань на втому торовидних зразків діаметром (12...36) мм з радіусом тора 50 мм. Дослідження проводились на горизонтально-фрезерувальному верстаті мод. 6Т804Г з частотою обертання шпинделя в межах (800...2100) хв⁻¹ та горизонтальним переміщенням зразка (25...80) мм/хв. Товщина утвореного наклепаного шару становила (0,18...0,3) мм.

Результати випробовувань показали, що опір втомі дослідних зразків, оброблених при різних режимах, практично однаковий. При цьому ефект зміцнення достатньо високий (границя витривалості зросла на 13,5 %, а довговічність – майже у 8 разів).

В результаті проведених робіт отримані аналітичні залежності для розрахунку залишкових напружень і змін розмірів деталей при рівномірній поверхневій обробці інструментом з гнучкими робочими елементами.

Вплив співвідношення швидкостей руху вантажних і пасажирських поїздів на визначення параметрів кривих

Курган М.Б., Заяц М.А.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Schedules which allow to establish the minimal radiuses of curves in concrete conditions of operation in view of speeds of movement trains are offered.

Для залізничного транспорту досить важливим є питання про співвідношення швидкостей руху пасажирських і вантажних поїздів.

Дослідженням цього питання займались А.Д. Каретніков, О.П. Єршков та інші. Виходячи із сформованого парку вантажних і пасажирських локомотивів і перспектив його подальшого розвитку, А.Д. Каретніковим були рекомендовані найвигідніші співвідношення між середніми ходовими швидкостями вантажних і пасажирських поїздів.

Однак при реконструкції існуючих залізниць потрібно знати співвідношення між швидкостями руху вантажних і пасажирських поїздів не в середньому на ділянці, а на кожній кривій для забезпечення нормальної експлуатації залізничної колії.

Для вирішення цього питання авторами були проведені розрахунки для ділянок з суміщеним рухом поїздів. Результати представлені у вигляді суміщених графіків, що виражають залежність підвищення зовнішньої рейки від радіуса кривої для різних рівней максимальної швидкості пасажирських і мінімальної швидкості вантажних поїздів.

Так, при великому розриві в швидкостях руху пасажирських (160 км/год) і вантажних (40 км/год) поїздів максимально допустима швидкість може бути реалізована тільки в кривих радіусом $R \geq 1800$ м при непогашеному прискоренні $\alpha_{nn}^{nac} = 0,7$ м/с² за умови комфортабельної їзди і $\alpha_{nn}^{ван} = -0,3$ м/с² за економічним критерієм.

Якщо прийняти $\alpha_{nn}^{ван} = -0,7$ м/с², що допускається за умови безпеки руху, то максимальну допустиму швидкість можна реалізувати на всіх кривих з $R \geq 1300$ м. Недолік такого рішення в тому, що при збільшенні $\alpha_{nn}^{ван}$ зростають бокові сили, а отже і розлад колії, що приводить до необхідності частих ремонтів.

Виходом з такої ситуації, здавалося б, є скорочення розриву в швидкостях руху пасажирських і вантажних поїздів. Якщо збільшити швидкість вантажних $V_{ван}$ до 90 км/год, то максимальну швидкість пасажирські поїзди зможуть реалізувати в кривих близьких до $R \geq 1300$ м. Однак підвищення швидкості вантажних поїздів до 90 км/год, нехай і реальне сьогодні завдання, але досить складне. До того ж підвищення швидкості приводить до збільшення впливу вантажних поїздів на колію і до її розладу.

Аналогічна картина має місце при $V_{nac} = 200$ км/год, $V_{ван} = 40$ км/год і $\alpha_{nn}^{ван} = -0,3$ м/с². Таке суміщення руху можливе тільки в кривих $R \geq 2500$ м. Збільшення $\alpha_{nn}^{ван} = -0,7$ м/с², призводить до такого розладу колії, що унеможливує організацію швидкісного руху поїздів. Таким чином, тільки зміна спеціалізації напрямків створює реальні можливості підвищення конкурентоспроможності пасажирських перевезень.

Авторами запропоновані графіки, що дозволяють в конкретних умовах експлуатації з урахуванням співвідношення швидкостей руху поїздів встановлювати мінімальні радіуси кривих, на яких може бути реалізована максимальна швидкість.

Перерозподіл перевезень між паралельними ходами з урахуванням впливу поїздопотоків на залізничну колію

Курган М.Б., Корженевич І.П., Заяц М.А.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The approach to distribution of cargo and passenger transportations between parallel courses which takes into account influence of a stream of trains on a track is offered.

Однією з основних задач при модернізації міжнародних транспортних коридорів є відділення вантажного руху від пасажирського. Першим кроком до її вирішення була розроблена Укрзалізницею схема розмежування вантажного та пасажирського руху для підвищення швидкості пасажирських поїздів на окремих ділянках після їх реконструкції. Ідея такого розмежування базується на тому, що на мережі залізниць можна виділити станції, між якими існує декілька паралельних маршрутів курсування поїздів. Ці маршрути відрізняються не тільки технічним оснащенням, але й умовами роботи.

Ефективність розділення вантажного й пасажирського руху базується на необхідності розвантаження напрямків з великою часткою пасажирських поїздів.

Друга особливість впливає з того, що суміщений рух пасажирських і вантажних поїздів негативно впливає на умови експлуатації і комфортабельність їзди. Як правило після модернізації залізнична колія здається з оцінкою «відмінно», з кількістю балів, що характеризує стан колії, близько 0. Але після експлуатації протягом півроку кількість балів зростає до 20...30, а до кінця року – до 100.

Об'єктивна оцінка витрат, пов'язаних з переключенням певної частки поїздопотоків на паралельні ходи, може бути виконана за умови дослідження зміни енергоресурсів та витрат на знос інфраструктури. В результаті досліджень, в яких приймали участь автори, отримані аналітичні залежності які достатньо точно характеризують вплив основних факторів на знос залізничної колії, визначають зв'язок між кількісними показниками впливу та якісним станом інфраструктури. Такий підхід дає можливість давати попередню оцінку впливу різних факторів на знос інфраструктури, не виконуючи багатоваріантні тягові розрахунки та тривалі статистичні спостереження. Оскільки в розрахунках важливими є не абсолютні значення тих чи інших показників, а їх співвідношення, то апроксимуючі залежності можуть використовуватися при визначенні впливу кожного поїзду та груп поїздів в загальних витратах на утримання інфраструктури.

При переключенні поїздів на ті чи інші ділянки, змінюється інтенсивність руху вантажних і пасажирських поїздів та інші експлуатаційні параметри, що впливають на знос інфраструктури залізниці. Це, в свою чергу, дозволяє оцінити витрати, пов'язані із зносом інфраструктури, що враховується при визначенні частки поїздів, яка буде передаватися на паралельні ходи.

Положення суміжних стрілочних переводів у плані

Курган М.Б., Сенченко Т.А., Мойсеєнко К.В.
ДІТ, Дніпропетровськ, Україна

To carry out theoretical investigations and detailed study of irregularities characteristics, mass measurements of switches are made. The data on the in plan configuration of six switches is obtained.

Для дослідження динаміки вантажних вагонів, які рухаються по прямому напрямку суміжних стрілочних переводів, необхідно знати їх положення в плані та профілі. У 2004-2005 роках кафедрою «Колія та колійне господарство» були одержані дані про положення в плані 6 груп стрілочних переводів. На підставі цих досліджень зроблено висновок, що на стрілочному переводі є «довгі» та «короткі» нерівності. У кінці 2006 року з метою одержання достатньої кількості варіантів вихідних даних для теоретичних досліджень та детальнішого визначення характеристик нерівностей були додатково проведені масові обміри груп стрілочних переводів.

Для дослідження «коротких» нерівностей кожен стрілочний перевід ділився на три частини: стрілка, з'єднувальна частина, хрестовина. В усіх випадках форма нерівності визначалась відповідно до уявної лінії, що з'єднувала крайні точки нерівності, які знаходяться на робочій грані рейки. Було прийнято, що довжина нерівності в межах стику не перевищує 6 м (по 3 м в кожен бік від стику), в межах стрілки та хрестовини – дорівнювала довжині відповідних елементів, збільшеній на три метри з кожного боку. Довжина «довгої» нерівності визначалась як відстань між крайніми стиками переводів, що входять до групи, збільшена на 6 м.

Досліджувалось положення стрілочних переводів типу Р65 марки 1/11 на залізобетонних брусах, укладених на головних коліях станцій Одеської та Придніпровської залізниць напрямку Київ-Дніпропетровськ. Було отримано дані про 22 групи стрілочних переводів, до складу яких ввійшов 51 перевід. П'ятнадцять груп складались з двох переводів, 7 – з трьох.

Результати досліджень наведені нижче.

Незалежно від кількості стрілочних переводів в групі форма «довгої» нерівності майже завжди дугоподібна, найчастіше максимум знаходиться посередині нерівності.

Амплітуда такої нерівності для групи з двох стрілочних переводів складає 15...50 мм, а довжина – 45...115 м. У більшості випадків обидва переводи знаходяться на нерівності, іноді один стрілочний перевід лежить на прямій. Стрілочна група, що складається з трьох переводів, характеризується «довгою» нерівністю довжиною 85...120 м з амплітудою 20...70 мм.

Поява «коротких» нерівностей обумовлюється наявністю стиків:

- на з'єднувальній частині стрілочних переводів значення амплітуд «коротких» нерівностей розподілилися таким чином: найбільша амплітуда склала 12 мм, найменша – 1 мм, а середня – 6...8 мм («коротка» нерівність з такою амплітудою зустрічається частіше всього);

- форма нерівності на стрілці, аналогічно «довгій» нерівності, дугоподібна, її максимальна амплітуда – 15 мм, мінімальна – 1 мм, середня – 5...8 мм;

- у межах заднього стику хрестовини в 27 випадках форма нерівності аналогічна формі нерівності, що характерна для з'єднувальної частини (максимальна амплітуда 6 мм, мінімальна – 1 мм, середня – 2 мм), у 10 випадках зафіксований горизонтальний уступ, максимальна величина якого склала 11 мм. За межами стику нерівність прямолінійна або має не яскраво виражену дугоподібну форму.

Фактори, що впливають на першочерговість усунення обмежень швидкості руху поїздів, пов'язаних зі станом залізничної колії

Курган М.Б., Чернишова. О.С.
ДІТ, Дніпропетровськ, Україна

The mathematical model which allows defining sites on which cancellation of restrictions of speed of movement of trains will lead to the greatest technical and economic effect is offered

Обмеження швидкостей руху поїздів на залізницях – досить розповсюджене явище. Деякі обмеження, наприклад, як через модернізацію або капітальний ремонт (несвоєчасне проведення ремонтів), враховуються при складанні графіку руху поїздів, інші ж виникають раптово і призводять до збоїв в русі поїздів. За технічним станом на початок 2007 року на залізницях України нараховувалось 295 попереджень на 500 кілометрах. На початок 2008 року кількість попереджень зменшилась до 165 на довжині 310 км, що дозволяє значно підвищити швидкість руху.

Розглядаючи дане питання, особисту увагу слід приділити вантажному руху. Саме на вантажонапружених лініях наявність обмежень швидкості призводять до найбільших економічних втрат. В першу чергу, це зростання витрат електроенергії та палива і додаткові витрати на поточне утримання колії на ділянках гальмування та розгону, які виникають при наявності обмежень швидкості. До того ж слід враховувати, що деякі обмеження швидкості викликають необхідність зменшення ваги вантажних поїздів (якщо такі ділянки розташовуються перед крутими підйомами). Причини обмежень різні: хворе земляне полотно, дефекти штучних споруд, план лінії тощо. Їх усунення потребує різних інвестицій, ефект від скорочення часу руху теж різний. Необхідно дослідити, на яких напрямках такі заходи слід виконувати у першу чергу та витрати на них будуть виправдані швидше за все. Так, наприклад, на Придніпровській залізниці у 2007 модернізовано 228 км колії, капітально відремонтовано 90 км, середній ремонт проведено на 120 км. Такі заходи дозволили покращити стан залізничних колій і споруд і зняти багаточисленні обмеження швидкості руху поїздів через поганий стан колії, штучних споруд тощо. У результаті, там, де для вантажних і пасажирських поїздів були встановлені швидкості на рівні 40-60 км/год, вона була підвищена до 100-120 км/год, що дозволило збільшити пропускну спроможність на головному напрямку Чаплине-Дніпропетровськ. На 2008 рік на ділянці Верховцеве-Кривий Ріг заплановано модернізувати 80 км і виконати капітальний ремонт 190 км, що дозволить зняти всі обмеження швидкості руху поїздів.

У даній роботі на прикладі Придніпровської залізниці було проведено аналіз щодо впливу дослідних факторів, а також їх взаємодії на першочерговість усунення попереджень. В дослідженні розглядалися обмеження, що пов'язані зі станом залізничної колії. До дослідних факторів було віднесено: вантажонапруженість лінії, вид тяги, маси поїздів (вантажних та пасажирських), розміри руху (кількість пар вантажних та пасажирських поїздів, що обертаються на ділянці), тип поздовжнього профілю та значення ухилів (середні на дослідній ділянці, а також значення ухилів перед, за та безпосередньо на обмеженні), довжини обмежень та значення швидкостей, що обмежують рух поїздів. Найбільш суттєвим фактором виявився рівень обмеження швидкості.

На основі отриманих результатів було запропоновано математичну модель, що дозволяє визначати із сукупності ділянок ті, на яких відміна попереджень призведе до найбільшого техніко-економічного ефекту.

Перспективы комплексной модернизации тележек грузовых вагонов

Лашко¹ А.Д., Ушкалов² В.Ф., Пасичник² С.С.

¹ – Укрзалізниця, Киев, Украина;

² – ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

The basic achievements in application and development of the program of complex modernization of freight cars bogies in Ukraine are stated.

Работы по комплексной модернизации тележек грузовых вагонов, начатые в Украине в 1999 году, были направлены на улучшение технического состояния парка грузовых вагонов, увеличение допускаемых скоростей движения и продления ресурса наиболее ответственных узлов вагона. Ходовые динамические и эксплуатационные испытания грузовых вагонов с комплексно модернизированными тележками показали высокую эффективность внедрения этого предложения. В 2003 году начато массовое применение технологии комплексной модернизации тележек полувагонов вначале на Дарницком ВРЗ, а с 2005 года – на всех вагоноремонтных заводах Украины. На сегодняшний день новыми элементами модернизации уже оборудованы более 6 тыс. полувагонов, и это число постоянно увеличивается.

Комиссия Совета по железнодорожному транспорту полномочных специалистов вагонного хозяйства железнодорожных администраций государств - участников СНГ и стран Балтии постановила с 1-го января 2008 г. при плановых видах ремонта грузовых вагонов инвентарного парка производить 100 % модернизацию тележек грузовых вагонов модели 18-100 с установкой в узлах трения износостойких элементов по проекту М1698 ОАО «РЖД» или по проекту С03.04 Укрзалізниці (официальное название проекта комплексной модернизации тележек грузовых вагонов в Украине).

Начиная с 2005 года, в Украине ведутся работы по использованию комплексно модернизированных тележек не только в полувагонах, но и в других типах грузовых вагонов. Разработана конструкторская документация по установке узлов модернизации для разных типов вагонов. В 2007 году произведены ходовые динамические испытания короткобазной и длиннобазной платформ, четырех типов вагонов-хопперов, крытого вагона и полувагона с другими типами скользунков в модернизированных тележках, сейчас продолжаются эксплуатационные испытания платформ.

Опыт эксплуатации и испытаний вагонов с комплексно модернизированными тележками привнес некоторые новые требования к узлам и элементам модернизации. Произведены низкотемпературные испытания (до минус 70°C) полиуретановых элементов модернизации, которые показали их хорошую морозоустойчивость. Для вагонов с удлиненной базой разработан и испытан новый тип полиуретановых блоков, позволяющий улучшить динамические показатели. Разработан проект нового корпуса скользуна, предотвращающего выпадение роликов даже при необычных условиях эксплуатации.

На базе проекта комплексной модернизации С 03.04 разработаны новые модели тележек грузовых вагонов, такие как тележка 18-7020 Крюковского ВСЗ, 18-4129 ОКБ ООО «София-Инвест». Элементы комплексной модернизации используются также и в других опытных тележках.

Экспериментальные методы установления условий обращения подвижного состава

Левинзон А.М., Тихов М.С., Ромен Ю.С.
ИЦ ВЭИП, ВНИИЖТ, Москва, Россия

Using the experimental technique, recommendations are given to establish conditions of rolling stock motion.

Основной целью проведения испытаний по установлению условий обращения является ограничение сил взаимодействия, вызывающих как опасность сходов так и интенсивное расстройство пути под обращающимися локомотивами и грузовыми вагонами. Для пассажирских вагонов при обеспечении безопасности движения решающим фактором является показатель плавности хода.

В первый период развития железных дорог основной причиной, лимитирующей скорости движения, являлась безопасность от сходов подвижного состава при нарушении геометрии и прочности пути. В дальнейшем на первый план обеспечения работоспособности пути вышла не прочность, а минимизация его расстройств. Одним из основных факторов, ограничивающих скорость движения, стали динамические процессы взаимодействия экипажа и пути. Для достаточно мощных конструкций пути основным лимитирующим фактором является безопасность движения от схода, обуславливаемая сочетанием боковых и вертикальных сил между колесом и рельсом, которые зависят как от геометрии пути, так и от колебаний подвижного состава, которые определяются его конструкцией и содержанием.

При устойчивом движении динамические процессы взаимодействия обуславливаются возмущающими воздействиями от неровностей пути, которые можно считать и известной мере случайными.

При скоростях движения, превосходящих критические, в системе возникают регулярные автоколебания виляния, которые накладываются на случайные процессы вынужденных колебаний. Величина критической скорости и инкремента нарастания амплитуд зависят в этом случае не столько от неровностей пути, сколько от состояния ходовых частей подвижного состава, формы профиля поверхностей катания колеса и рельса а также трибологических свойств поверхностей контакта, которые могут существенно различаться у экипажей в зависимости от пробега, износа поверхностей рельсов и погодных условий.

Если для Гауссовского процесса лимитирующую максимальную вероятную величину можно оценить по принципу «трех сигм», то при выраженных осцилляциях надо применять статистику максимумов и рассматривать задачу безопасности, учитывая опасность выброса в случайном процессе с осциллирующей компонентой. Следует учитывать, что в других климатических и эксплуатационных условиях при появлении иных форм износа колес и рельсов амплитуды виляния могут резко возрасти. Для испытаний по установлению допустимых скоростей движения следует выбирать экипажи с наиболее неблагоприятными сочетаниями износов ходовых частей. При вилянии оценка взаимодействия на отдельных ограниченных участках может оказаться недостаточной, т.к. в других условиях эти процессы могут иметь качественно отличный характер.

Более целесообразной является применение тензометрических колесных пар при поездках по другим участкам пути в различных климатических условиях. Поверхности катания колесных пар должны обтачиваться по профилю с коничностью, по приведенному наклону превосходящей коничность изношенных колес анализируемого экипажа.

Новый подвижной состав должен проектироваться с критическими скоростями при максимальных износах превосходящими скорости движения в эксплуатации.

Демпферы подвижного состава и методы их контроля

Левит Г.М., Варава В.И., Мамонтов С.В.
ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

Dampers' characteristics and methods of their control are analyzed.

В рессорном подвешивании подвижного состава железных дорог эксплуатируются гидравлические демпферы (гасители колебаний) различных изготовителей с конструктивными решениями, обусловленными необходимостью повышения надежности и работоспособности, снижения вибронагруженности в кузовной и в тележечной ступенях подвешивания. Важным требованием является обеспечение оптимальных параметров и рациональных характеристик гидрогасителей с расчетным ограничением неупругого сопротивления. Силовые характеристики гасителей устанавливаются теоретическими исследованиями и конструкторскими разработками, регулируются при изготовлении и контролируются ремонтными предприятиями на современных стендах с электронной аппаратурой с записью диссипативных (рабочих) диаграмм. Авторами установлены наилучшими квазилинейная и корнеквadraticная силовые характеристики, доставляющие минимум дисперсии ускорений кузова во всем спектре частот колебаний. Применяемые гидродемпферы в основном реализуют квадратичную зависимость вязкого трения от скорости поршня, наихудшей является релейная характеристика. Примером рекомендуемого квазилинейного сопротивления является базовый гидрогаситель КВЗ-ЛИИЖТ, а корнеквadraticного – гасители УГ. Улучшение характеристики УГ достигается использованием пластинчатых клапанов, в котором с повышением давления увеличивается проходное сечение клапанов. Конструктивно гидрогасители классифицируются по типу циркуляции рабочей жидкости – возвратно-поступательная или круговая, по виду клапанны-дрессельной системы – плунжерные (шариковые) или пластинчатые, по уплотнениям – манжетные или сильфонные, по устройству присоединительных проушин – с сайлентблоками или с шарнирными подшипниками. Практически все гидрогасители разработаны с возможностью применения в вертикальном, наклонном или горизонтальном положениях с маркировкой их ориентированной установки в рессорном подвешивании.

Унификация гидродемпферов для применения в кузовном и тележечном подвешивании может быть достигнута, например, применением пластинчатых клапанов, обладающих максимальными пропускными сечениями. Для присоединительных проушин существенное значение имеет шарнирность с люфтовым минимумом и обеспечением вибрационной и звукоизолирующей защиты без перенапряжения кронштейнов и резиновых элементов.

Внедрение сильфонных уплотнений существенно снизило утечки рабочей жидкости и при своевременной замене сильфонов (резиновых гофрированных чехлов) через гарантированные два года повысило надежность гидрогасителей до необходимого уровня.

Важнейшим условием сохранения расчетной работоспособности гидродемпферов является приемо-сдаточный стендовый контроль с определением параметра сопротивления в дроссельном режиме работы, максимальной силы сопротивления в клапанном режиме и бездефектности по рабочей диаграмме. При наличии скоростного стенда кузовные гасители испытываются также при контрольных скоростях поршня 0,075; 0,15; 0,30 м/с, тележечные – при контрольных скоростях 0,075; 0,15; 0,30 и 0,60 м/с. Испытания при контрольных скоростях поршня определяются ГОСТ Р 52279-2004 и в большей степени характеризуют эффективность предохранительных клапанов. Здесь существенное значение имеет научно обоснованные доверительные интервалы значений сил неупругого сопротивления, развиваемого гидродемпфером для обеспечения расчетного показателя плавности хода транспортного средства.

Закономерности демпфирования виляния кузова пассажирского вагона

Левит Г.М., Варава В.И., Мамонтов С.В.
ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

The influence of the car body hunting oscillation on the center pivot accelerations for various dissipation characteristics is estimated.

Плавность хода кузова определяют структура, характеристики и параметры упруго-диссипативных связей и воздействие пути. Более того, горизонтальные гидrogасители неэффективны на низких частотах извилистого движения $\omega \leq 17 \text{ с}^{-1}$, а ограничения отбoса кузова и тележек приводят к необходимости жёсткой нелинейной связи. Для сравнительной оценки принята упрощенная модель колебаний виляния симметричного кузова с линеаризованными связями при жёстких буксовых.

Вначале установлены квазиоптимальные параметры линейной диссипации и ускорения пятника в резонансном режиме $\omega = v_{\psi} \approx 5 \text{ с}^{-1}$: $\vartheta_{\psi} = 0,28$, $\beta_{\psi} = 0,56 \sqrt{c_y m_{\psi}}$, $\omega_p = \ell E_p = 2k_0 y_0 v_{\psi}^2$, а затем при фрикционном релейном трении. При этом силы трения $F_{kp} = 0,8 c_y k_0 y_0$ ($\theta_{kp} = 1$) и $F_0 = c_y k_0 y_0$ ($\theta_0 = 1,2$) называют критическими и оптимальными. В режиме $\omega = v_{\psi}$ при $\theta > 1$ колебания блокируются, а при $\theta < 1$ – не ограничиваются. В узловом и конструкционном режимах $\chi^2 = 2/10$ поперечные ускорения пятника при релейном трении на 40% ниже, чем при вязком.

С вводом в пары трения (стакан-колодки) люфта $\Delta = 0,5 k_0 y_0$ на сторону резонансные амплитуды пятника не блокируются и ограничиваются $a_v^x = 2,4 \Delta$, а ускорения для эквивалентного трения $\theta_{\Delta} = (1 - \vartheta_{\Delta})^{-1} = 1,4$ равны варианту линейной диссипации. Для снижения перепада демпфирующих сил $2F_{\Delta}$ целесообразно задавать удвоенный люфт $\Delta = k_0 y_0$ только одной из двух колодок трения, а в креплениях демпферов вводить упругое включение $c_k \approx 2c_y$. При этом существенно снижается передача неупругого возмущения от пути на кузов.

Квадратичное вязкое трение хуже линейного из-за весьма малой диссипации на низких частотах, а в зарезонансной зоне вообще не требуется автономной диссипации. Эквивалентное линейному фрикционное трение обратно частоте ω возмущения.

Закономерности демпфирования отбоя и качки кузова

Левит Г.М., Варава В.И., Мамонтов С.В.
ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

The paper estimates simultaneous and separate dissipation of car body lateral displacement and roll and its influence on the natural oscillation mode and acceleration amplitude-frequency characteristic.

На тележках КВЗ-ЦНИИ установлены два наклонных гидrogасителя под углом $\alpha \approx 45^\circ$ для совместной диссипации отбоя, качки и других видов колебаний кузова. Для исключения неупругого взаимодействия главных видов колебаний кузова стали использовать раздельную диссипацию удвоенным числом вертикальных и горизонтальных демпферов. Условия эквивалентности параметров

$$\beta_y = \beta \cos^2 \alpha, \quad \beta_z = \beta \sin^2 \alpha, \quad \operatorname{tg} \alpha = \sqrt{\frac{\beta_z}{\beta_y}}, \quad \beta = \beta_y + \beta_z.$$

Определение функций обобщенных диссипативных сил $F_y, M_\theta; F_y^H, M_\theta^H$ при $\operatorname{tg} \alpha > h/b, \alpha = 60 \dots 62^\circ$ показало, что во втором (наклонном) случае лучшая реализация горизонтальной диссипации, а в угловой при $\operatorname{tg} \alpha > h/b$ отсутствуют слагаемые, раскачивающие эти колебания. При $\Delta < 0, \operatorname{tg} \alpha < h/b$ диссипативный момент становится возмущающим, усиливающим качку кузова. Сравнение диссипативных моментов M_θ^p, M_θ^c относительно центра колебаний (МЦС) показывает стабильное демпфирование качки вертикальными демпферами и потерю горизонтальной диссипации в зоне $h = z_{cp} = a/\alpha$.

Форма боковых колебаний ($a/\alpha = z_{cp}$) представляет удаление центра масс (т.с.) от центра колебаний (т.р.). Она получена одинаковой для раздельной (р) и совместной (с) диссипации. АЧХ ускорения качки кузова $\eta_\xi = \alpha \omega^2 / k_0 y_0$ для $\beta_y = 80, \beta_z = 220$ кН·с/м показывает меньший уровень (перепад) амплитуд ускорений при совместной диссипации, $\operatorname{tg} \alpha > h/b$.

Из сравнительного анализа следует возможность и целесообразность наклонной установки гидrogасителей под углом $\alpha = 60 \dots 62^\circ, \operatorname{tg} \alpha > h/b$. Она обусловлена соотношением жесткостей подвеса кузова $c_y \leq c/3$ и исключением негативного неупругого взаимодействия форм колебаний. Расчетные параметры $\beta_y \approx 100, \beta_z \approx 220$ кН·с/м. При необходимости увеличения β_y целесообразнее вводить дополнительно горизонтальный телескопический фрикционный демпфер (рама тележки – подрессорная балка).

Оценка характеристик диссипации в подвесе грузового вагона

Левит Г.М., Варава В.И., Мамонтов С.В.
ПГУПС, Санкт-Петербург, Россия

The paper estimates the influence of different dissipation characteristics in the suspension on r.m.s. of car body acceleration.

Если упругие силы подвеса амортизируют воздействие пути, то неупругие (диссипативные) – жёстко передают его от пути на кузов. Поэтому в симметричном одномерном подвесе кузова наиболее полно и наглядно отражаются диссипативные и возмущающие свойства различных типов демпферов. Ввод спектральной плотности неровности пути в дисперсию ускорения кузова показывает, что интеграл расходится для симметричных гидrogасителей и мощного широкополостного возмущения. Линеаризация несимметричного цикла с работой на ходе ряс-тяжения даёт эквивалентный параметр $\beta = \beta_1/2$ и обезгрузку колес $Z_0 = F_0/c$. Для расчётной диссипации $\mathcal{G} = \beta/\beta_{kp} = 0,5$ дисперсия ускорения пропорциональна кубу собственной частоты (ν^3) и возмущению hV . Для эквивалентного релейного трения с люфтом $\Delta \approx k_0 Z_0$, исключаяющим возмущение от пути на кузов, кривая $\sigma_z(V)$ близка к предыдущей и линейной. Эквивалентный параметр диссипации здесь убывает со скоростью движения V и качеством пути h .

При упругом включении в проушинах симметричных гидrogасителей жесткостью c_1 и оптимальных параметрах $c_1 = 2c$, $\beta_x^2 = 0,4cm$, $\mathcal{G}_y = \beta_y/\beta_{kp} = 0,2$ уровень кривой $\sigma_z(V)$ возрастает в среднем вдвое за счет снижения уровня диссипации и неэффективной амортизации неупругих сил. Замена линейной диссипации релейной при упругом включении c_1 приводит к той же кривой ускорения $\sigma_z(V)$ при $V = 20 \dots 60$ м/с и существенным завышением при $V = 20$ м/с $\rightarrow 0$. За счет передемпфирования в подвесе расчётные параметры нелинейной диссипации зависят от возмущения hV и не могут быть оптимальными для различных h и V . Введение малого люфта снижает σ_z при $V \leq 15$ м/с $\rightarrow 0$ от кривой до нуля.

В итоге, из исследованных вариантов диссипации в подвесе, следуют наилучшими, исключаяющие передачу неупругого возмущения от пути на кузов. Очевидно также, что параметры диссипации с учетом наработки демпферов должны находиться в квазиоптимальном интервале. Наилучшая характеристика диссипации – линейная, поскольку расчётные параметры практически не зависят от возмущения hV . Преимущество мягкой (корнеквadrатной) характеристики в плавном ограничении максимального неупругого сопротивления.

Применение методов идентификации для оценки параметров изгибных колебаний кузовов вагонов

Ляпшин К.Н., Вучетич И.И., Клоков А.В., Балцкарс П.Я.
БИЦ, РТУ, Рига, Латвия

The description of the developed method of vibrating tests with the subsequent data processing is given.

В экспериментальной части работы произведены вибрационные испытания кузова моторного вагона электропоезда ЭР2Т на штатных тележках. Механический вибратор через силоизмерительное устройство крепился к поперечным балкам рамы кузова вагона. С его помощью возбуждались вибрации вагона в диапазоне частот 5–20 Гц и измерялись приведенные к средней плоскости перемещения и ускорения обвязок рамы в среднем и концевом сечении кузова.

По реализациям записей (частота квантования 200 Гц) силы „F” действующей от вибратора на кузов, рассматриваемой как вход системы, и прогиба в середине кузова „y” рассматриваемому как выход системы, получены оценки модуля и аргумента АЧХ системы от силы „F” к прогибу „y”. На ряду с этим, получены оценки параметров m , b , c эквивалентной дискретной системы с одной степенью свободы

Оценка параметров велась с использованием линейных регрессионных моделей по среднеквадратичным критериям, для описания системы с помощью дискретных моделей ARX, ARMAX, OE, IV4. Последняя процедура использует 4-х ступенчатый метод инструментальной переменной. После оценки коэффициентов разностного уравнения был совершен переход к параметрам системы с непрерывным временем. Оценки параметров полученные разными методами практически совпадали.

Характеристики определяемые уравнением относятся к вибрациям кузова в составе вагона в целом и не дают возможности определить характеристики изгибных колебаний кузова. Была изменена схема эксперимента: на тележках были отсоединены тяговые поводки и гидrogасители центрального подвешивания, расположение датчиков на кузове сохранилось прежним. Этот эксперимент позволил для исходной схемы оценить параметры модели, относящиеся к изгибным вибрациям кузова. Далее с помощью метода приведения для распределенных систем были определены погонные характеристики балки.

Исследовано влияния выбора формы изгиба балки на величины указанных параметров.

В расчетной части работы для определения вибрационных характеристик вагона при его движении была разработана расчетная модель вагона, в которой кузов моделируется гибкой балкой с заданной формой изгиба, причем для его описания использованы полученные в эксперименте параметры. Для системы составлены уравнения колебаний вагона на рессорном подвешивании в форме уравнений Лагранжа 2-го рода. Возмущения задавались в виде вертикальной неровности рельсового пути, поступающей на последующие колесные пары с транспортным запаздыванием. Для расчета использовались спектральные методы для стационарных систем. В качестве выходных величин использовались среднеквадратичные отклонения ускорений кузова, показатели плавности хода и вибро характеристики оценки вибраций в разных по длине точках кузова.

Рассмотрено влияние разных элементов подвешивания на интенсивность ходовых вибраций.

Особенности математического моделирования колесной пары в задачах динамики рельсовых экипажей

Манашкин¹ Л.А., Мямлин² С.В.

¹ – The United States of America; ² – ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Movement of the wheel set as a whole is presented as forward and rotary movement of wheel rims, forward and rotary movements of axis of wheel set together with naves of wheels, and torsion of wheel set. Recommendations at the choice of parameters of torsion are given.

При решении задач динамики вагонов подвижность колёсной пары как необрессоренной части тележки чаще всего не принимается во внимание. Колёсная пара рассматривается как часть необрессоренного твёрдого тела. В тех случаях, когда принимается во внимание движение колёсной пары относительно боковин, она рассматривается как отдельное твёрдое тело. Однако, при решении задач по определению сил взаимодействия колёсной пары и рельсов, возникающих вследствие неидеальности пути и поверхности катания колёс, такой подход исключает из рассмотрения достаточно интенсивные кратковременно действующие силы. Влияние этих сил на колебания кузова пренебрежимо мало, так как необрессоренные массы и податливая подвеска кузова фильтруют эти силы. При этом возмущение предполагается заданным на шейку колёсной пары и при идентификации статистических параметров возмущения принимают во внимание только влияние взаимодействия колёс и рельсов на величины ускорений и перемещений буксы. В то же время, от нашего внимания ускользают особенности непосредственного взаимодействия колёсной пары и рельса. Так, в случае движения колеса с вполне реальным ползуном длиной 20 мм и «глубиной» относительно поверхности катания в 0,1 мм при скорости движения в 20 м/с длительность перекатывания колеса составит 1 мс, что соответствует частоте перемещения контакта по вертикали, равной 0,5 кГц. При этом, ускорение контакта составит 1000 м/с^2 . Это означает, что если с таким вертикальным ускорением будет двигаться только обод колеса, приблизительная масса которого составляет 0,21 т, то сила инерции только обода составит 210 кН (и это при статической нагрузке на рельс в 108 кН). С другой стороны, в случае срыва сцепления колеса локомотива и рельса или при проскальзывании колеса вагона относительно рельса возникают крутильные, сравнительно высокочастотные, колебания колёсной пары и вибрации точки опирания колеса относительно рельса в продольном направлении. Если учесть, что на эти вибрации могут накладываться вертикальные силы, как разгружающие контакт, так и нагружающие его, то эти перемещения самого колеса и точки контакта могут оказать существенное влияние на устойчивость движения данной колёсной пары, на эрозию и износ её поверхности катания, на эрозию и износ, в том числе волнообразный, рельсов.

Движение колесной пары в целом представлено как поступательное и вращательное движения ободов колес, поступательное и вращательное движения оси колесной пары вместе со ступицами колес, кручение колесной пары. Параметры кручения могут меняться со временем. Они выбираются в зависимости от сцепления поверхностей катания ободов колёс и рельсов. Если только одно колесо находится в состоянии сцепления с рельсом, то параметры соответствуют форме кручения колёсной пары при защемлённом правом или левом колесе и свободном противоположном колесе. Если оба колеса проскальзывают, то параметры выбираются исходя из формы кручения с двумя свободными колёсами. Если проскальзывание отсутствует на обоих колёсах, то параметры выбираются исходя из формы кручения при двух защемлённых колёсах. Чтобы исключить разрывы значений обобщённых сил в моменты изменения параметров кручения колёсной пары при интегрировании дифференциальных уравнений движения, обобщённые силы вычисляются на каждом шаге времени численного интегрирования путём добавления их приращения на данном шаге к величине силы на предыдущем шаге.

Таким образом, предложено описание основных принципов математического описания движения колесной пары рельсового экипажа, которое в отличие от существующих моделей по-

зволяет учитывать не только поступательные линейные и угловые перемещения, но и вращательное движение колесной пары. Такой подход позволяет более точно приблизить математическую модель движения колесной пары к физическому объекту, что может быть использовано при моделировании динамической нагруженности различных рельсовых экипажей, включая не только грузовые и пассажирские вагоны, но и локомотивы.

Оценка силы ударного взаимодействия колеса и рельса на стыке двух рельсов

Манашкин¹ Л.А., Мямлин² С.В.

¹ – The United States of America; ² – ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Some possibilities of the wheel motion from one rail to another through a joint are considered and interaction forces occurred are estimated.

Как правило, при рассмотрении пространственных колебаний рельсовых экипажей неровности рельсовых нитей задаются как внешние возмущения. При этом исследователи, в зависимости от поставленной задачи, рассматривают неровности пути как некоторые гармонические, иногда с наложением случайной составляющей, геометрические реализации. Естественно, обязательным является определение основных геометрических параметров этих реализаций. Для участков стыкового пути в первую очередь основными являются параметры звеньев и период расположения стыков. При этом математическое описание взаимодействия колес рельсовых экипажей в зоне стыков рельсов очень важно для оценки динамических качеств железнодорожной техники.

Несмотря на использование нормативных документов, регламентирующих описание расчетных неровностей пути, описание стыковых неровностей требует некоторых особенностей.

При рассмотрении нагруженности вагонов и локомотивов воздействия на них со стороны пути, обусловленные его геометрическими и параметрическими неидеальностями, задаются либо детерминировано, либо случайно изменяющимися силами с заданными амплитудными и спектральными характеристиками. При задании детерминированных воздействий возникают проблемы моделирования ударов на стыках рельсов, связанные именно с ударным характером этого взаимодействия. В связи с этим, а также для оценки ударных сил взаимодействия экипажей и пути с целью дальнейшего изучения процесса повреждения поверхности катания колес и разрушения стыка, вызванных этими силами, пользуясь теорией Герца для соударения двух тел, выполнена оценка уровня возникающих сил. Следует отметить, что обычно при рассмотрении ударного взаимодействия вагонов и рельсов на стыках в большей мере рассматривается интегральное последствие стыка, чем непосредственное взаимодействие колеса и рельса. Это последствие связано с тем, что возмущающими функциями являются динамические траектории движения буксы, то есть – центра колеса, или их ускорения, которые отражают в первую очередь низкочастотные составляющие просадки пути и рельса под колеблющимся вагоном, как результат ударного взаимодействия колеса и рельса. Наличие между центром колеса и контактом упруго-инерционной среды скрывает некоторые особенности непосредственного взаимодействия колеса и рельса, с чем в первую очередь связаны повреждения поверхностей катания колеса и рельса.

В качестве примера произведены оценки ударного взаимодействия колеса грузового вагона с рельсом типа Р65 при скорости движения 72 км/ч (20 м/с).

Величины сил взаимодействия могут быть достаточно велики (существенно превышают силу статического воздействия колеса на рельс, равную 108 кН). Особенно это проявляется в случаях ступеньки на ненагруженном рельсе. В то же время длительность этих сил очень мала (в пределах 0,63...1,14 мс). Для регистрации таких сил необходимы измерительная аппаратура, методы ее использования и методы обработки, позволяющие получать достоверные данные в широком диапазоне частот. При столь малой длительности этих сил необходимо учитывать волновые особенности ударного нагружения упругих тел. Это значит, что в формировании величины ударного взаимодействия будет участвовать не всё принятое вначале тело, а только его часть, отделенная от остальной части колёсной пары существенно менее жестким элементом. Таким элементом является диск железнодорожного колеса, разделяющий массивный обод и массивную ступицу.

Принимая во внимание коничность поверхности катания колеса, с точностью до малых второго порядка, возможно определить проекции силы ударного взаимодействия на оси симметрии.

Далее предполагается математическое описание взаимодействия колеса и рельса в зоне стыков, при этом рассматриваются различные варианты, как расположения, так и нагружения колеса и рельса.

Таким образом, предложены аналитические выражения для определения параметров силового взаимодействия колес рельсовых экипажей и рельсов в зоне стыков на примере грузового вагона. Данные выражения могут быть составляющими математических моделей пространственных колебаний рельсовых экипажей, когда есть необходимость детализировать динамическую нагруженность в зоне стыков рельсов.

Mathematical modeling of pneumatic absorbers

Manashkin¹ A., Pismenniy² Ye., Zhyzhko² V.

¹ – The United States of America; ² – ДИИТ, Днепропетровск, Украина

В докладе приводится описание математической модели работы пневматических амортизаторов ударного типа и других элементов, в которых в качестве рабочего тела применяется газ. Эта математическая модель может быть использована при рассмотрении динамической нагруженности железнодорожных экипажей.

The behavior of a gas in the course of a single shock is well understood and documented. This process takes place e.g. in a single impact of the railroad cars when the heat exchange between the gas and the environment is negligible. However, when a sequence of the impacts occurred or a long nonstationary processes are existed, the heat exchange has to be considered. A realistic assumption about gas behavior should be made to analyze a system in question. While for a single impact the isothermal model is not applicable, for a stationary vibration without shocks and surges this assumption can be held for. However, the isothermal approximation is not acceptable if an impact occurs during the stationary vibrations.

In this paper an improved model of the processes is developed. The use of a real gas equation of state enables us to account for the heat exchange between the gas and the environment. The step-by-step methods of numerical integration of the differential equations describing the motion of mechanical systems with pneumatic absorbers are used to simulate processes in shock absorbers and pneumatic springs under a load.

A mathematical model proposed in this paper describes processes in a real gas during the shock when the gas pressure changes in a wide range and reaches 100 MPa and more. At these conditions the real gas equation of state has the form of

$$\frac{pV}{z(p, T)} = \nu RT, \quad (1)$$

$$\left[p + a_d \left(\frac{\nu}{V} \right)^d \right] (V - \nu b_d) = \nu RT, \quad (2)$$

where p and V — the gas pressure and volume, ν - number of moles of the gas, R and T - universal gas constant and the absolute gas temperature, $R = 8,31$ joule (mole K)⁻¹, $z(p, T)$ - the gas compressibility, d - the exponent and index; at $d=2$ equation (2) is the Van der Waals equation, and at $d = 5/3$ equation (2) is the Dieterici Second equation. The constants a_d and b_d are equal, respectively:

$$\begin{aligned} a_d = a_2 &= 1,35 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot \text{cm}^6 \cdot \text{mole}^{-2}, & b_d = b_2 &= 38,6 \text{ cm}^3 \cdot \text{mole}^{-1}, \\ a_d = a_{5/3} &= 2,1 \cdot 10^4 \text{ MPa} \cdot \text{cm}^5 \cdot \text{mole}^{-5/3}, & b_d = b_{5/3} &= 20,6 \text{ cm}^3 \cdot \text{mole}^{-1}. \end{aligned}$$

The value of ν is calculated as $\nu = p_0(p_0, T_0)V_0 / \mu$, where p is a density of gas. The index 0 designates the state when the chamber with the initial volume V_0 was filled by gas with temperature T_0 and pressure p_0 ; μ is the molar mass.

The discription of the mathematical modeling of operation of pneumatic shock absorbers and support elements is given further.

In this paper the improved mathematical model is developed for numerical simulation of the pneumatic shock absorber springs and support elements under load containing constant quantity of real gas. The model can be used to investigate gas spring operation with isothermal, adiabatical, and transitive processes in the gas. It takes into account the effect of heat sources such as the heat emission is accounted for.

Моніторинг функціональних параметрів механічних систем у динаміці їх зміни

Мартишевський М.І.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Monitoring of functional parameters of mechanical systems in dynamics of their change

В останній час «модно» чути в виступах керівного складу Головного управління локомотивного господарства Укрзалізниці про впровадження для тягового рухомого складу (ТРС) системи поточних ремонтів чи технічних оглядів не за його пробігом (для магістральних) чи тривалістю експлуатації (для маневрових локомотивів), а за реальним технічним станом.

Актуальність такого підходу до проблеми забезпечення відповідного технічного стану ТРС в процесі його експлуатації за умови високої економічної ефективності реалізації такого системного підходу – безперечна.

Що ж мішає практичній реалізації такої концепції? Наявні на сьогодні позитивні доробки чи проблеми необхідно сформулювати за пунктами.

Технічне (приладове) забезпечення практичного впровадження принципово нових підходів до вирішення зазначених задач товарний ринок сьогодні забезпечить майже повністю.

Інженерно-технічний потенціал локомотивних депо для реалізації можливостей технічної складової – достатній чи здатен до спеціального навчання на базі опорних основних локомотивних депо.

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

Таким чином, проблема відсутності відчутних позитивних зрушень в вирішенні зазначеної технічної проблеми, на нашу думку, полягає в технічному менеджменті.

Актуальність питання впровадження принципово нової системи ремонтів і технічних оглядів ТРС, його гострота ніяк не зменшуються на фоні сучасного технічного стану ТРС, а навпаки – вимагають більш динамічних підходів зі сторони вищого керівництва, починаючи з технічних директив і закінчуючи відповідним цільовим фінансуванням.

Одиниця ТРС – це складна система, до складу якої входять підсистеми, в основі яких механіка, гідравліка, електрика в різних пропорціях. Незважаючи на різний характер складових підсистем, алгоритм реалізації основної задачі цільового моніторингу динаміки їх технічного стану в основі своїй універсальний.

Знання кількісного значення параметру підсистеми того чи іншого рівня, що характеризує її технічний стан, недостатньо для прийняття управлінського рішення стосовно своєчасної постановки одиниці ТРС в ремонт чи технічний огляд. Причина – відсутність моніторингу динаміки зміни цього параметру.

В 70-х роках минулого століття більшість основних локомотивних депо мали в своєму складі спеціальні інженерно-технічні групи, що займалися не чим іншим як моніторингом ТРС. За кількісним складом це були групи, сектори чи лабораторії надійності.

Відсутність таких спеціалізованих підрозділів в штаті основних локомотивних депо сьогодні, на думку автора статті, – управлінська помилка керівництва відповідного періоду, що не дозволить, навіть при наявності самого високого цільового технічного забезпечення, реалізувати ідею системи ремонтів та технічних оглядів ТРС за його технічним складом.

Прогнозування технічного стану підсистем ТРС за моніторингом їх цільових параметрів може бути реалізоване вже сьогодні на базі регулярного спостереження результатів впровадження тих чи інших технічних ідей, яскравим прикладом якого, без сумніву, можуть бути науково-прикладні роботи, що проводяться на діючому ТРС за ХАДО-технологіями[®].

Повышение прочности, ресурса и безопасности эксплуатации несущих конструкций железнодорожного подвижного состава

Махутов¹ Н.А., Коссов² В.С., Оганьян² Э.С., Красюков² Н.Ф.

¹ – ИМАШ РАН, ² – ОАО «ВНИКТИ», Коломна, Россия

Analysis of calculated and experimental data on some rolling stock structures is carried out to make more accurate norms on their design connected with their strength and durability.

В процессе эксплуатации конструкций подвижного состава (ПС) накопление повреждений в материалах деталей не должно приводить к внезапным отказам и полной потере их работоспособности с причинением ущерба людям, окружающей среде и самим изделиям. Задача обеспечения прочности и надежности в связи с этим, создания более совершенных конструкций, обладающих минимальной металлоемкостью и большим эксплуатационным ресурсом требует выбора геометрических параметров и свойств материалов деталей с максимальным их соответствием условиям эксплуатации и нагруженности конструкций.

Повышение надежности и безопасности эксплуатации конструкций в значительной мере должны обеспечиваться применяемыми нормативными требованиями. Выполненный ВНИКТИ совместно с ИМАШ РАН анализ расчетных и экспериментальных материалов по ряду конструкций подвижного состава показывает, что нормы их проектирования в части оценки прочности и долговечности должны быть уточнены и дополнены.

Согласно действующим нормативным документам оценка циклической прочности несущих конструкций железнодорожного подвижного состава проводится по запасу сопротивления усталости. Прочность считается достаточной, если коэффициент запаса равен 1,4 ... 1,8 для вагонов и не менее 2,0 – для локомотивов. Нормы для проектирования вагонов дают удовлетворительные оценки прочности традиционных конструкций вагонов, но для ряда конструкций с оригинальными массо-габаритными параметрами, например, длиннобазных платформ, принятые методики оценки прочности недостаточно полно учитывают технологические факторы их производства, действующие повреждающие напряжения, динамические свойства конструкций.

Многолетний опыт эксплуатации локомотивов подтверждает правильность заложенных в Нормы для их проектирования основных требований к расчетным нагрузкам и показателям оценки динамики и прочности несущих конструкций: нормативный коэффициент запаса (2,0) обеспечивает работу несущих конструкций в течение назначенного срока службы всего парка локомотивов с риском порядка 10^{-4} . Однако и эти Нормы нуждаются в уточнении и дополнении на основе накопленных результатов теоретических и экспериментальных исследований, современных знаний по анализу и обеспечению безопасности, живучести и приемлемого риска сложных технических средств и с учетом опыта эксплуатации, а также повышения осевых нагрузок и скоростей движения ПС. В частности, необходимо установить более четкие требования к ресурсу ответственных деталей, предусмотреть оценку их долговечности, а также удароустойчивости кузова и кабины машиниста с целью защиты несущей системы локомотива и обеспечения безопасности локомотивной бригады в аварийной ситуации. Необходимо также Нормы дополнить требованиями по применяемым материалам, технологии изготовления, методам и регламенту проведения неразрушающего контроля с выявлением остаточных напряжений после изготовления или ремонта. Это позволит повысить уровень нормативно-методической базы железнодорожного транспорта до уровня передовых отраслей машиностроения.

Проблема підвищення швидкості вантажних поїздів

Мельничук¹ В.О., Пшінько² О.М., Савчук² О.М.

¹ – Укрзалізниця, Київ, Україна; ² – ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

Modernization of 18-100 type bogies and 18-7020 type bogies by A.Stucki technology gives the possibility to start speedy motion of freight cars on main lines of Ukrzaliznitsa.

Одним із недоліків вагонного парку Укрзалізниці є обмеження швидкості руху вантажних поїздів до 70...80 км/год через те, що старотипні вагони на візках моделі 18-100 при вищих швидкостях можуть втратити стійкість руху з небезпекою наступних аварійних ситуацій.

Втрата стійкості руху вагона – перехід у такий стан руху, коли динамічні коливання у горизонтальній площині колісних пар, візків і кузова на прямолінійних ділянках колії перестають гаснути, здобуваючи сталий характер (автоколивання). Нестійкий рух настає після досягнення вагоном критичної швидкості $v_{кр}$, яка залежить від зносу ободів коліс, стану вагону (порожній чи завантажений) і поздовжнього профілю колії (прямий чи криволінійний). У вагонах на щойно обточених за профілем ГОСТ 9036 колісних парах $V_{кр} \geq 120$ км/год (що і дозволило призначити цю швидкість як конструктивну). Після експлуатаційного пробігу більше 30 тис.км через зноси поверхні кочення $v_{кр}$ знижується до ≈ 70 км/год при порожньому вагоні і до 85 км/год – при завантаженому. Вагон рухається нестійко – колісні пари безперервно виляють у колісному зазорі (у літературі явище часто називають «shimmy»), збурюються автоколивання візків («интенсивное извилистое движение») та кузовів. Нестійкий рух останніх можна визначити візуально – амплітуда коливань порожнього кузова ≈ 70 мм, а частота $\approx 1,5$ Гц.

Відомий спосіб підвищення $v_{кр}$ – встановлення демпферів (гідравлічних чи фрикційних) між візком і кузовом у горизонтальній площині, а також пристроїв для передачі коливань колісних пар на надресорну балку візка. У вантажних вагонах функцію демпферів виконують пружні ковзуни. Передача коливань забезпечується мінімальними зазорами у ланцюжку «колісні пари \leftrightarrow бокові рами \leftrightarrow надресорна балка».

Вказаний спосіб реалізований у візках моделі 18-7020 (БАТ «КВСЗ») та у технології «А.СТАКІ» модернізації старотипних візків моделі 18-100. Це створює можливості для започаткування швидкісного руху вантажних поїздів на магістралях УЗ. З початку 2007 року почав експлуатаційні випробування маршрут № 2 Кривий Ріг – Ужгород – Кошіце, сформований із піввагонів нового покоління на візках моделі 18-7020. У березні-квітні 2007 р. було виконано два перших рейси зі швидкістю до 90 км/год у завантаженому стані і до 100 км/год порожняком. До підвищення швидкості пробіг маршруту склав 27 тис. км, а зноси гребенів близько 1 мм (12,5 %). Під час прискорених рейсів ніяких відхилень щодо безпеки руху помічено не було. Після цього розроблені службові інструкції і завершується підготовка до регулярного обертання маршруту, а за ним – усіх рудних поїздів у швидкісному режимі.

Ефективність вирішення проблеми – у збільшенні продуктивності вагонів на 10...15 %. Забезпечується інтеграція у європейську транспортну систему (згідно з діючими Пам'ятками союзу залізниць Європи швидкість вантажних поїздів у міжнародних транспортних коридорах встановлена до 120 км/год).

**Напружено-деформований стан суміжних стрілочних переводів проекту 1740,
що укладені за першою схемою без прямої вставки між ними,
за умови прямування поїздів по бічних напрямках обох стрілочних переводів**

Мойсеєнко К.В.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The set of investigations to establish trains permissible speeds along straight segments between adjacent switches put on main and receiving-starting tracks is carried out.

Довжина прямої вставки між суміжними переводами, укладеними на головних та приймально-відправних коліях, повинна складати не менше 6,25 м при швидкостях руху поїздів до 120 км/год та не менше 12,5 м – при швидкостях руху 120...140 км/год. Біля 5 % переводів залізниць України розташовані з порушенням вищенаведених вимог, що стало причиною проведення циклу досліджень зі встановлення допустимих швидкостей поїздів по таких переводах.

Визначення впливу довжини прямої вставки на напружено-деформований стан переводу досліджувався на стрілочних переводах №№ 29 і 43 станції Запоріжжя-Вантажне Придніпровської залізниці. Переводи розташовані по першій схемі, пряма вставка між ними відсутня. Для більшої достовірності висновків було виконано два досліді: визначено вплив стрілочного переводу № 43 на стрілочний перевід № 29 та навпаки – переводу № 29 на перевід № 43.

Під час дослідження визначались: напруження в кромках рейкових елементів, вертикальні та горизонтальні сили взаємодії рухомого складу та переводу, деформації рейкових елементів, горизонтальні переміщення брусів, напруження в контррейкових болтах. На кожному переводі встановлювалось по 108 приладів. Дослідний поїзд складався з двох електровозів ВЛ11, чотирьох чотиривісних напіввагонів на візках 18-100 та пасажирського вагона на візках КВЗ-ЦНІИ. Три напіввагони були завантажені щебенем (21,5-23,0 т/вісь), один – порожній. Поїзд рухався зі швидкостями 5, 15, 25 і 40 км/год.

На кожному переводі дослідження виконувалось за два цикли: дослідний цикл – поїзд рухався по бічних напрямках обох переводів, контрольний – поїзд рухався тільки по бічному напрямку дослідного переводу.

Висновки:

1. Величини показників напружено-деформованого стану стрілочних переводів типу Р65 марки 1/11 проекту 1740 на залізобетонних брусах, розташованих за першою схемою без прямих вставок між ними, при всіх реалізованих швидкостях руху дослідного поїзда та у всіх досліджених випадках не перевищують допустимих і рекомендованих. Тому за критерієм впливу на перевід допустимі швидкості руху вантажних та пасажирських поїздів по таких переводах можуть бути встановлені як для одиночних.

2. Максимальні напруження в зовнішній кромці вістря під дією електровоза ВЛ11, одержані під час прямування дослідного поїзда по бічних напрямках двох переводів без прямої вставки між ними, перевищують максимальні напруження в підшві вістря, одержані при випробуваннях переводу як одиночного на 4...17 %.

3. У межах зіструганої частини (0,95...3,0 м від вістря) на криволінійний вістряк від коліс вагонів передаються значні поперечні горизонтальні сили, які пояснюють підвищену інтенсивність горизонтального зношення вістряків у цій зоні та збільшення витрат на утримання стрілочних переводів, пряма вставка між якими не відповідає вимогам нормативу.

За цією ж причиною можливість вкочування коліс пасажирських та порожніх вантажних вагонів на рамну рейку (враховуючи збурення, причиною яких є попередній перевід) зростає.

Испытания новых образцов вагонной техники в опытных маршрутах

Мурадян Л.А., Мищенко А.А.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Recommendations on the using expediency of car samples on Ukrainian railways are given according to the results of their field testing.

На протяжении нескольких последних лет сотрудниками отраслевой научной исследовательской лабораторией «Вагоны» ДИИТа проводятся эксплуатационные испытания новых образцов вагонной техники. Испытания проводятся на базе опытных маршрутов, которые курсируют по направлению Кривой Рог – Ужгород – Кошице и перевозят железную руду.

В маршрутах проходят испытания:

- конструкции полувагонов нового поколения модели 12-7023-01 на тележках модели 18-7020 постройки Крюковского вагоностроительного завода;
- литые колеса производства США;
- тележки, модернизированные по технологии «А. Стаки»;
- вагоны на тележках 25 тон на ось.

Существуют три маршрута, которые составленные из таких вагонов.

При проведении эксплуатационных испытаний во время поездок, комиссионных и внеочередных осмотрах контролируются различные узлы и детали вагонов:

- состояние кузовов (коррозия, механические повреждения);
- износы ходовых частей (толщина гребня, наличие подреза гребня или его остроконечного проката, величина зазора в пятниковом узле и челюстях букс, фрикционных клиньях и планок);
- параметры ударно-тяговых устройств;
- работа тормозного оборудования.

В составе каждого маршрута находятся вагоны-эталоны для сравнения, а также фиксируется величина пробега полувагонов.

Количественные показатели соответствующих износов сравниваются с аналоговыми, вычисляются статические показатели и рассчитывается интенсивность износа на каждые 10000 км пробега.

По результатам эксплуатационных испытаний опытных образцов, строятся графики зависимости износа от пробега, составляются выводы и делаются предложения по поводу эксплуатационных качеств испытываемых образцов и целесообразности применения их на железных дорогах Украины.

Изучение напряженного состояния основных несущих элементов вагонов-цистерн

Мямлин¹ С.В., Бубнов² В.М., Лавренко² Д.Т.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск; ² – ООО «ГСКБВ», Мариуполь, Украина

The presentation is devoted to the assessment of dynamic strength characteristics of car body of the tank-car of frameless design.

Предлагаются к рассмотрению результаты исследований по оценке прочностных характеристик кузова цистерны безрамной конструкции в динамике, в зависимости от времени, выполненная с помощью метода переходных динамических процессов.

При формировании расчетной математической модели для определения напряженно-деформированного состояния цистерны при ее движении по железнодорожному пути рассматриваются только вертикальные колебания без учета продольной и поперечной динамики, так как в рамках данной работы выполняется оценка только вертикальной нагруженности цистерны. Поэтому, динамические силы от взаимодействия автосцепок в данной расчетной схеме не учитываются.

Для моделирования напряженно-деформированного состояния цистерны при движении по железнодорожному пути, в исследуемой расчетной схеме между телами системы имеют место следующие связи: кузов цистерны – основание пути (2 на вагон). Предполагаем между основанием пути и кузовом наличие упругой связи, имитирующей центральное рессорное подвешивание тележки; пятник-подпятник (2 на вагон); скользун кузова – скользун тележки (4 на вагон).

При создании математической модели цистерны, имитирующей ее движение по железнодорожному пути, согласно описанной выше расчетной схеме, был выбран программный комплекс ANSYS. При этом сформированная математическая модель позволяет оценить его прочностные характеристики в динамике в течение определенного времени.

Центральное рессорное подвешивание моделируется при помощи одного конечного элемента COMBIN14, который описывает требуемые характеристики рессорного подвешивания в среде ANSYS. Жесткость упругой связи соответствует жесткости рессорного подвешивания тележки модели 18-100 и составляет 8850 Н/мм. При создании расчетной схемы один конец конечного элемента COMBIN14 связан с пятником в центре пересечения шкворневой и хребтовой балки, а другой конец лишен всех степеней свободы, то есть зашкреплен.

Для выполнения расчета переходных динамических процессов движения цистерны по участкам железнодорожного пути выбран программный комплекс ANSYS. Для проведения теоретических исследований прочностных свойств кузова вагона-цистерны в динамике автором разработаны специальные компьютерные прикладные программы в среде ANSYS.

Для подготовки исходных данных к моделированию напряженно-деформированного состояния вагона-цистерны, имитирующей движение по «реальным» участкам пути, выполнено моделирование пространственных колебаний вагона-цистерны с использованием пакета прикладных программ DINRAIL. При этом рассматривался случай движения груженой цистерны по прямому и кривым участкам пути различного радиуса, а именно, - радиусом 200 м, 300 м и 600 м. Возвышение наружного рельса над внутренним составляет 150 мм. Результаты этих расчетов для цистерны получены в виде осциллограмм, на которых по оси абсцисс отображен пройденный путь в метрах, а по оси ординат – силы в скользящих и в пятниках кузова цистерны в ньютонах.

По полученным динамическим процессам, в результате оцифровки осциллограмм получены массивы чисел, которые затем использовались для выполнения оценки прочностных характеристик кузова цистерны в динамике в зависимости от времени. На осциллограммах ось абсцисс представлена участком пути длиной 400 м, который проходит цистерна, а ось ординат представлена значениями сил в ньютонах в скользящих и пятниках каждой тележки, которые передаются на кузов цистерны.

Предложенный метод можно использовать для анализа поведения любого узла кузова грузового вагона в динамике в зависимости от времени. Но если наряду со значениями усилий в подпятнике и скользунах цистерны учесть усилия на нее от воздействия ударно-тяговых устройств, то тогда можно утверждать о практически полной картине поведения кузова цистерны и ее любого узла индивидуально (напряжения и перемещения вдоль осей Y , X , Z). Но, как уже упоминалось ранее, такой анализ в данной работе не проводился, что может послужить направлением для дальнейших исследований в данной области.

Результаты ходовых динамических приемочных испытаний тепловоза ER20 производства фирмы SIEMENS

Мямлин¹ С.В., Грановский¹ Р.Б., Гаркави¹ Н.Я., Федоров¹ Е.Ф., Дайлидка² С.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина;

² – ОАО «Литовские железные дороги», Вильнюс, Литва

The Brought results of the sought-after test the diesel locomotive ER20 production SIEMENS ruts 1520 mms for Lithuanian of the railways.

В ноябре 2007года Отраслевая научно – исследовательская лаборатория динамики и прочности подвижного состава железных дорог Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна провела на железных дорогах Литвы ходовые динамические испытания тепловоза ER20-001 колеи 1520мм производства SIEMENS AG Transportation System Locomotives. Технические данные тепловоза:

– масса при полной экипировке	137,9 т;
– конструкционная скорость	120 км/час;
– осевая формула	3 ₀ -3 ₀ ;
– мощность дизеля MTU16400R41	2000 кВт;
– сила тяги при трогании с места	450 кН;
– длина по осям автосцепок	22850 мм;
– диаметр колес по кругу катания	1100 мм;
– суммарный статический прогиб двухступенчатого рессорного подвешивания	170мм.

Испытания проводились с опытным сцепом, состоящим из тепловоза ER20-001, вагона-лаборатории и тепловоза 2М62 (ТЭП70), а также с грузовым поездом массой 3015 тонн. Максимальные скорости движения по прямой составили: со сцепом – 136 км/час, а с поездом – 84 км/час.

Проведенные испытания показали, что показатели, нормируемые действующими на железных дорогах Литвы документами, имели следующие предельные значения:

– показатели плавности хода в кабине машиниста	
в вертикальном направлении	2, 66
в горизонтальном поперечном направлении	2,55;
– минимальные значения коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельсов	2,424
– рамная сила	0,36Р _{ст} ;
– коэффициент вертикальной динамики	
в I ступени рессорного подвешивания	
при движении по стыковому пути	0,4;
– коэффициент вертикальной динамики	
во II ступени рессорного подвешивания	
при движении по стыковому пути	0,2.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что тепловоз ER20-001 производства SIEMENS по своим динамическим качествам удовлетворяют требованиям нормативных документов.

Усовершенствование конструкции моечной машины для очистки колесной пары

Мямлин С.В., Панасенко В.Я., Клименко И.В., Михайлов В.С.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The advanced construction of washing car is proposed. This construction permits to organize the union motion of washing solution in the nozzles for more quality cleaning of wheels.

В процессе эксплуатации подвижного состава на поверхностях их узлов и деталей происходят сложные физико-химические процессы при взаимодействии слоев металла с атмосферой, горюче-смазочными материалами (ГСМ), сажой, продуктами износа деталей и т.п. В результате этого образуются различные загрязнения (пыле- и маслогрязевые, остатки ГСМ, шлаковые отложения, продукты коррозии, старые лакокрасочные покрытия). Для облегчения состояния условий труда работников, занятых дефектоскопированием ответственных деталей, предусматривается операция по их очистке, от качества которой зависит и безопасность движения поездов в том числе. В настоящее время увеличено количество деталей подвижного состава, подлежащих дефектоскопированию. Так, дефектоскопированию подлежат диски колесных пар, их оси, некачественная очистка и обмывка которых затрудняет процесс дефектоскопирования и приводит к доочистке их в моечных машинах.

Разнообразие конструкций моечных машин свидетельствует о том, что авторы (изготовители), всячески изменяя их, пытаются улучшить качество очистки колесных пар. На ремонтных предприятиях железных дорог для очистки колесных пар используются моечные машины струйного типа. Для более качественной очистки колесной пары на некоторых предприятиях повышают давление моечного нагретого раствора, проводят дополнительную очистку поверхности колесной пары скребками или щетками. Однако такой метод очистки приводит к повышению энергозатрат, увеличению ручного труда. Кроме того, хорошо нагретый моющий раствор не всасывается насосом, и качество очистки поверхности колесной пары не достигает необходимого уровня, поскольку размещение сопел на душирующей системе не учитывает геометрию профиля колеса и зависимости расстояния до сопла.

Заслуживает внимание устройство для очистки КП, в котором сопла максимально приближены к очищаемой поверхности. Но во всех моечных сопловых машинах не учтено распределение потока моющего раствора по соплам, то есть конструкция сопловой системы не обуславливает равномерное давление жидкости во всех соплах, которое зависит от так называемого коллекторного эффекта. По ходу движения вдоль раздающего коллектора вследствие гидравлического сопротивления канала и изменения расхода жидкости происходит изменение давления, причем инерционные эффекты являются определяющими. Если величина изменения давления будет соизмерима с сопротивлением движению потока жидкости, то может возникнуть существенная гидравлическая неравномерность.

В данной работе при помощи полученной формулы для определения коэффициента гидравлической неравномерности разделяющего коллектора показано, что для обеспечения равномерного потока по ответвлениям следует обеспечить одинаковое сопротивление во всех ответвлениях, а также снижение перепада давлений в коллекторах. Для этого необходимо принять рассредоточенный подвод жидкости. Поэтому для очистки колесных пар предложена усовершенствованная конструкция моечной машины с душирующей системой. Ее отличительной особенностью является то, что количество патрубков пропорционально длине очищаемой поверхности колесной пары, каждый из которых непосредственно присоединен к распределительному коллектору, имеющему одинаковое количество конически сужающихся к выходу сопел, равноудаленных от очищаемой поверхности. Это обеспечивает одинаковое давление моечного раствора во всех соплах системы. Использование конических сходящихся сопел в душирующей системе позволит повысить скорость на выходе.

Оцінка якості ущільнення баластного шару за допомогою спектрального аналізу його імпульсного відклику

Набоченко О.С., Сисин М.П., Уманов М.І., Гришечкін С.А.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

For assessment of the degree of ballast layer tamping the analysis of wavelength characteristic of its impulse response is used in the paper. Complex methods of statistical estimation, such as multivariate statistics, cluster analysis and linear discriminant analysis are applied.

Якість баластного шару, на відміну від інших елементів колії, у великій мірі формується під час ремонту. Під якістю підбивки баластного шару розуміється найбільший ступінь його ущільнення, що відповідає найбільшій його несучій здатності та опору зміні форми. Знання щільності підбивки баласту під шпалами є важливим, оскільки воно дає можливість оцінити якість виконання колійних робіт. Як показали дослідження, добре ущільнений баластний шар після ремонту колії дає можливість продовжити міжремонтний термін більш ніж на 30%. На даний час у якості експериментального методу для виміру щільності ґрунту земляних споруд та у сейсморозвідці використовується ударно-імпульсний метод та кінематична і динамічна інтерпретація імпульсного відклику. Традиційно використовується метод кінематичної інтерпретації сигналу, який базується на визначенні швидкості поширення звукового імпульсу у пружному середовищі, який використовує лише мінімальну частину інформації, яка реєструється сейсмотатчиками і не враховує всього процесу коливальності та його характеру. Застосування такого методу інтерпретації для визначення властивостей баластного шару ускладнюється тим, що колія є фізично неоднорідним об'єктом і на швидкість поширення імпульсу має вплив не тільки баластний шар, а й інші елементи, що підтверджується значним розкидом вимірних значень. Окрім того, метою кінематичної інтерпретації у сейсморозвідці традиційно було не визначення властивостей середовища, а визначення меж різних середовищ. Останнім часом все більше використовується динамічна інтерпретація результатів сейсморозвідки, яка окрім швидкості враховує також весь запис сигналу, як, наприклад, так званий параметр Rail Road Response Factor (RRRF), що використовується для оцінки стану земляного полотна з допомогою хвиль, що збуджуються поїздами різного виду і швидкості. Кафедрою Колії та колійного господарства виконано масові виміри швидкості проходження імпульсу у баласті та записи імпульсного відклику у ньому, як у лабораторних умовах при різних ступенях ущільненості, так і у натурних вимірах після проходження баластощільнюючих машин. Для динамічної інтерпретації записаного відклику використано частотні методи аналізу, такі як амплітудно-частотна характеристика вимірюваного сигналу, фронт хвилі, миттєва частота та аналітичний сигнал. Параметри миттєвої частоти та аналітичного сигналу було отримано за допомогою перетворення Гільберта. Амплітудно-частотну характеристику сигналу отримано швидким перетворенням Фур'є. Для виконання динамічної інтерпретації було виконано дослідження по встановленню характерних спектральних ознак ущільнення баластного шару. Для цього було застосовано методи статистичної оцінки, такі як багатоваріантна статистика, кластерний та лінійний дискримінантний аналіз. Такі методи дозволили виявити характерні ознаки ущільнення баластного шару у спектральних характеристиках імпульсного відклику. Також виконано порівняння результатів із результатами кінематичної інтерпретації, що проводилися паралельно. Для отримання порівняльних значень критеріїв спочатку виміри виконувались у стендових дослідженнях на ущільненому і розущільненому щебені, і після цього у натурних вимірах на колії.

Натурні виміри на колії дали можливість встановити ступінь ущільнення баластного шару після виконання кількох стабілізацій колії та дозволяють встановлювати доцільну кількість стабілізацій і раціональну швидкість роботи стабілізаторів колії.

Техніко-економічне обґрунтування можливості використання колії на залізобетонних шпалах у кривих радіусом менше 350 м

Настечик М.П., Сисин М.П., Чорноволенко О., Набоченко О.С., Арбузов М.А., Губар О.В.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The efficient structure of sleeper anchor is developed in the paper. The anchor allows using of long welded rails in steep curves with radius less than 350 m, without risk of buckling. The technical and economic assessment of the anchor was carried out.

На даний час на залізницях України дедалі більше виникає проблема дефіциту дерев'яних шпал. Особливо гостро ця проблема стоїть на гірських ділянках у кривих з радіусами < 350 м, де замінити дерев'яні шпали залізобетонними неможливо. Окрім того, термін служби дерев'яних шпал коротка. Неможливість застосування залізобетонних шпал у таких кривих пов'язана із складністю експлуатації при таких радіусах безстикової колії, а також утримання колії по ширині. Проблема ширини колії може успішно вирішуватися застосуванням на звичайних залізобетонних шпалах скріплення СКД65-Б (розробленого ДПТом), яке дозволяє плавно регулювати ширину колії до 14 мм на розширення і до 28 мм на звуження.

Проблема впровадження безстикової колії є набагато складнішою, що пов'язано з питанням забезпечення стійкості плітей колії проти викиду. У кривих радіусом менше 350 м, навіть відносно невелика поздовжня температурна сила у рейках може викликати великі поперечні сили, внаслідок великої кривизни колії у плані. Одним із способів розв'язання цієї проблеми є застосування сезонних розрядок напружень, що є дуже трудомістким видом робіт. Іншим способом вирішення проблеми застосування залізобетонних шпал у таких кривих є збільшення стійкості рейко-шпальної решітки проти зсуву за допомогою так званого анкерування шпал. Кафедрою колії та колійного господарства було розроблено конструкцію анкера АНК-3 для залізобетонних шпал, яка, на відміну від інших раніше розроблених типів, дозволяє врахувати також умови зручності експлуатації, монтажу та ремонтів колії. Окрім конструктивної розробки було виконано експериментальні та теоретичні дослідження з метою встановлення умов експлуатації колії з таким типом анкера. Експериментальні дослідження виконувалися на спеціально розробленому стенді Колієвипробувальної лабораторії ДПТУ із використанням гідравлічного зсуваючого пристрою. Дані дослідження дозволили отримати характеристики "сили-зсуву" для залізобетонних шпал з анкером та без нього. Було проведено масові випробування для отримання статистично надійних результатів. Дослідження показали, що застосування анкера дозволяє збільшити поперечну стійкість шпали в середньому з 6,5 кН до 14,2 кН.

Для визначення критичної поздовжньої сили було проведено розрахунки по стандартних загальноприйнятих методиках авторів проф. Е.М. Бромберга, проф. С.П. Першина, а також по розробленій кафедрою ККГ ДПТУ моделі нелінійної роботи безстикової колії у горизонтальній площині. Розроблена модель представлена балкою Ейлера на окремих опорах з білінійною пружністю, яка відображає пружну та пластичну роботу шпали на зсув, починаючи з деякого значення зсуваючої сили. Дана модель дозволяє, крім врахування впливу окремих шпал, відтворити перехідний процес від стійкого стану до викиду, що важливо для кривих малих радіусів. Розрахунки критичної поздовжньої сили показали, що використання анкера дозволяє понизити межу застосування залізобетонних шпал до 200 м. Для доведення економічної ефективності використання та експлуатації колії з анкеруванням у кривих малого радіусу, виконано економічні розрахунки, що враховують затрати на монтаж, ремонт та експлуатацію. Такі розрахунки показали, що при монтажі анкерів вручну після виконання ремонтів, колія на залізобетонних шпалах із анкером окуповується за 2...3 роки порівняно із колією на дерев'яних шпалах. Якщо монтаж анкерів відбуватиметься на ланкозбиральній базі, то такий варіант вигідніший на етапі ремонту колії.

Эффективность смазывания контакта гребень колеса – боковая поверхность головки рельса твердым смазочным материалом на основе MeSe_2

Недбайло В.Н., Федоров В.В.
СамГУПС, Самара, Россия

We consider the method and effectiveness of lubricating contact crest wheels - a lateral surface of the rail head by the new firm lubricating material on the basis of MeSe_2 .

На Российских железных дорогах в большинстве случаев используется лубрикация боковой поверхности рельсов пластичными графитосодержащими смазочными материалами РП, ПУМА, а также быстросохнущим твердосмазочным покрытием РС-6. Использование указанных смазочных материалов позволило снизить удельный износ гребней колес и боковой поверхности рельсов в кривых малого радиуса. Однако технология смазывания головки рельсов стационарными лубриками не предусматривает охват всех необходимых участков путей, что не позволяет реализовать существенное снижение затрат на энергоресурсы. Вместе с тем получены данные службы пути Московского метрополитена по увеличению дефектов рельсов и колес в виде поверхностного выкрашивания. При этом установка дополнительных стационарных лубрикаторов на линии со множеством кривых малого радиуса приводит к увеличению дефектов. Известные трибологи Балабанов В.И. и др. не без основания считают возможной причиной повреждений водородное изнашивание под влиянием свободного водорода, образующего из разлагающей смазки и влаги, а также проявлением эффекта Ребиндера, то есть адсорбционного понижения прочности поверхностей колеса и рельса, находящихся в условиях упруго-пластического контакта, из-за наличия поверхностно-активных веществ в жидких и пластичных смазочных материалах. Разработка эффективных смазочных материалов, технологий и средств их доставки в зону контакта гребней колес с поверхностью головок рельсов продолжает оставаться актуальной. В Самарском государственном университете путей сообщения с привлечением специалистов Московского университета стали и сплавов разработаны твердый смазочный материал СТПР-ВД-70 на основе MeSe_2 , технология и средства для непрерывного смазывания ротопринтным методом контакта гребень колеса – боковая поверхность головки рельса. Полученный твердый смазочный материал на основе MeSe_2 формируется в виде стержней, которые устанавливаются в двух специально разработанных локомотивных подвесных лубрикаторах. Конструкция лубрикатора обеспечивает постоянный прижим стержня к рабочей поверхности гребня колеса, компенсируя возможные относительные перемещения в вертикальном и продольном направлениях, что особенно важно в кривых участках пути. При движении локомотива смазочный материал намазывается на рабочую поверхность гребня колеса и далее переносится в зону контакта с боковой поверхностью головки рельса, где в условиях проскальзывания при больших нагрузках происходит образование твердой пленки MeSe_2 на фрикционных поверхностях. Образовавшаяся пленка обладает высокой адгезионной прочностью связи с металлическими поверхностями и обладает высокими трибологическими свойствами смазки. Смазочный материал обладает очень низкой окислительной способностью и высокой инертностью к воде и другим продуктам возможного внешнего воздействия. Высокая несущая способность пленки MeSe_2 подтверждается стандартными испытаниями, так нагрузка заедания выше в 1.3 раза, чем у графита, а нагрузка сваривания в 2 раза. Проведенными эксплуатационными испытаниями на одном из участков интенсивной технологии перевозочного процесса Куйбышевской железной дороги установлено, что смазочный материал на основе MeSe_2 после однократного нанесения на рельсы не теряет своих изнosoустойчивых свойств после прохода 150 поездов.

Разработка демпфирующей системы для защиты специальных грузов при перевозке открытым подвижным составом

Неклюдов А.А., Павлюков А.Э.
УрГУПС, Екатеринбург, Россия

The method of designing of system for protection of cargoes from shock and vibration of the car on the certain example is presented.

Существуют грузы (точное оборудование, сложные машины), которые не рекомендовано перевозить железнодорожным транспортом, т.к. подвижной состав не обеспечивает их полную сохранность. Ударные и вибрационные воздействия со стороны подвижного состава, вызывая значительные ускорения, могут привести к частичному разрушению или порче груза.

В докладе рассматривается разработка динамической модели грузового вагона с закрепленным на нем специализированным контейнером, в котором размещен газотурбинный двигатель, требующий особых условий при перевозке. Модель представляет совокупность твердых тел, соединенных силовыми и кинематическими связями, для компьютерной реализации модели использована программная среда «Универсальный механизм». При моделировании изучалось поведение всей системы в движении с максимальными скоростями по случайным неровностям пути и в случаях соударений вагонов при маневровых операциях. Функционирование поглощающего аппарата описывалось в модели упруго-фрикционной связью. Нагруженность оценивалась по допускаемым вертикальным, горизонтальным поперечным и продольным ускорениям контейнера и размещенного в нем двигателя.

Полученные результаты показали, что существующая схема закрепления по фактическим величинам ускорений не отвечает требованиям изготовителя двигателя. Поэтому была предложена схема демпфирования, которая должна обеспечить уровень ускорений двигателя в специализированном контейнере, не превышающим значения, предусмотренного техническими требованиями к перевозке.

В модель была включена система элементов и упруго-диссипативных связей, соответствующих выбранной схеме демпфирования. Система демпфирования имеет две ступени, одна из которых представляет собой маятниковую подвеску с упруго-диссипативными связями, вторая ступень включает упруго-диссипативные элементы (эластомеры). Такая схема позволяет защитить двигатель в контейнере от различных воздействий со стороны подвижного состава во всех направлениях. Многовариантный расчет с пошаговым изменением значений параметров упруго-диссипативных связей и их расположением позволил определить наиболее рациональное их сочетание. Рациональность заключается в том, что необходимо обеспечить наименьшую подвижность демпфируемой части относительно положения равновесия при обеспечении требуемого уровня ускорений.

Поскольку демпфирование груза и достижение малых значений ускорений связано с увеличением подвижности, то заключительным этапом моделирования является оценка влияния подвижности груза относительно вагона на общую динамику вагона и безопасность движения. Поэтому на текущем этапе исследований проводится моделирование движения вагона с закрепленным на нем грузом, включающим разработанную систему демпфирования. Данное моделирование позволяет дать оценку возможности использования выбранной системы демпфирования с определенными параметрами. При необходимости параметры упруго-диссипативных связей или их взаимное расположение изменяются для удовлетворения требованиям безопасности движения.

Про вплив електричного струму на механічні характеристики рейкової сталі

Новогрудський¹ Л.С., Оправхата¹ М.Я., Зайцева² Л.В.

¹ – Інститут проблем міцності НАНУ, Київ, Україна;

² – ДН ДЦ, Київ, Україна

The thesis presents the results of experimental investigation of the influence of electric current pulses on mechanical behavior of rail steel under action of load.

Постійне збільшення рівня навантаженості залізничної колії вимагає підвищення міцності, довговічності та надійності його складових. Одним з найбільш навантажених елементів такої конструкції є рейки. Під впливом силового поля, що виникає при взаємодії колеса і рейки, остання працює в умовах циклічного згину та кручення, а матеріал у головці рейки піддається зсуву та стиску. Внаслідок цього у приконтатній зоні виникають напруження зсуву та стиску. Вони локалізовані в зоні контакту та поширюються на певну глибину від поверхні кочення. Під дією напружень утворюються об'єми, в яких можливе протікання процесів пластичного деформування. Глибина поширення та рівень контактних напружень залежать від осьового навантаження на колесо і, за даними деяких досліджень, їх значення досягають і навіть перевищують значення границі плинності матеріалу рейки.

В зоні контакту зосереджена дія ще одного чинника, який може спричинити суттєву зміну несучої здатності залізничної колії. Таким чинником є електричний струм. Замикання електричної схеми живлення рухомого тягового складу відбувається в зонах контакту колеса і рейки. Саме через деформовані об'єми матеріалу рейки протікає транспортний струм значної густини.

Характер електричного струму для кожної точки поверхні взаємодії можна визначити, як імпульсний. Параметри електричного струму обумовлюються режимами роботи рухомого складу та його видом: тривалість імпульсу – швидкістю руху, а сила струму (амплітуда імпульсу) – тяговими показниками електровоза. Загалом, значення параметрів електричного струму та рівні механічних напружень, що діють у рейці в зоні контакту, достатні для протікання так званої електропластичної деформації.

У сучасній науковій літературі відсутня інформація про закономірності розвитку пластичної деформації рейкових сталей при дії електричного струму. У доповіді представлені результати дослідження особливостей механічної поведінки рейкових сталей у вихідному стані та після їх тривалої роботи при експлуатаційних навантаженнях. Приведені значення механічних характеристик сталі після напрацювання у поперечному та повздовжньому напрямках відносно прокату. Показано, що дія електричного струму приводить до зміни механічних характеристик сталі та її опору деформуванню.

**Иерархически-итерационный метод выбора параметров силовых характеристик
и конструктивных решений подвешивания тележек грузовых вагонов,
интегрированный в комплексную методику проектирования ходовых частей**

Орлова А.М.

НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербурга, Россия

The paper proposes a general method to analyze dynamic behavior, choose parameters and design solutions of freight wagon bogies that is based on the hierarchy of mathematical models describing the motion of rail vehicle with different detail. Application of the method is demonstrated for three-piece bogies.

В рамках комплексной методики проектирования ходовых частей разработан иерархически-итерационный метод (ИИМ) исследования влияния на показатели ходовых качеств, выбора параметров силовых характеристик и конструктивных решений подвешивания тележек грузовых вагонов, основанный на введенной классификации математических моделей рельсовых экипажей по их назначению.

На первом уровне фундаментальных моделей предложено установить общие закономерности влияния силовых характеристик подвешивания экипажа на показатели его ходовых качеств и использовать их для обоснования последовательности выбора параметров на следующих уровнях. Уровни моделей качественного поведения, функциональных моделей, моделей компонентов организованы иерархически, таким образом, что каждый более высокий позволяет выбирать новые параметры (которых не было в моделях предыдущего уровня) или уточнять параметры, для которых на предыдущем уровне выбран рациональный диапазон. Связь между уровнями обеспечена передачей параметров подвешивания или полученных в результате моделирования кинематических и силовых нагрузок. Если на каком-либо из уровней установлена невозможность выбора рациональных параметров, в рамках метода организована итерация с возвратом к уровню фундаментальных моделей для выявления причин, задания нового базового диапазона параметров и пересмотра последовательности их выбора на следующих уровнях.

Применение ИИМ показано на примере трехэлементной тележки с упругими связями боковых рам с колесными парами и центральным подвешиванием с фрикционным клиновым гасителем колебаний пространственной конфигурации:

- с использованием фундаментальной модели движения группы из двух колесных пар установлены графические зависимости критической скорости и фактора износа от изгибной и сдвиговой жесткости тележки, позволившие сформулировать принцип выбора и задать базовые диапазоны параметров подвешивания в плане, обеспечивающих устойчивость движения вагона в прямой и близкую к радиальной установку колесных пар в кривых;

- с использованием модели качественного поведения определены рациональные диапазоны параметров подвешивания, обеспечивающие устойчивость движения до 130 км/ч;

- с использованием функциональной модели уточнены рациональные параметры подвешивания, обеспечивающие устойчивость, нормативные показатели ходовых качеств и безопасности движения, минимальные углы набегания колес на рельсы в кривых;

- с использованием компонентных моделей полимерно-металлических амортизаторов выбраны конструкции упругой связи колесной пары с боковой рамой, реализующие жесткости, лежащие в рациональном диапазоне;

- с использованием компонентных моделей подвешивания с фрикционным клиновым гасителем колебаний показано, что рациональное сопротивление тележки забеганию боковых рам и долговечность конструкции обеспечиваются фрикционным клином с пространственной наклонной поверхностью при изготовлении из чугуна с углом 55° к горизонтали.

Исследование влияния состояния тележек грузовых вагонов на боковой износ гребней колес по результатам математического моделирования и обследования вагонов в эксплуатации

Орлова А.М., Лесничий В.С., Артамонов Е.И.
НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербурга, Россия

The paper reports the results of numerical simulation of flange wear depending on the bogie condition (wear-resistant wheel profile, wheel base difference, wedge wear, wheel diameter difference) as well as corresponding measurements performed on wagons in operation. Resulting correlation of parameters allowed estimating the efficiency of measures to reduce flange wear.

Для исследования влияния состояния тележек грузовых вагонов на боковой износ гребня с использованием программного комплекса MEDYNA разработана математическая модель движения полувагона с осевой нагрузкой 23,5 т на трехэлементных тележках. Вычисление изменения профиля основано на теории абразивного износа, где объем изношенного материала пропорционален работе сил трения. Расчет износа выполнялся в прямых, кривых радиусом 650 м и 350 м с заданными случайными неровностями рельсов для пробега 20 тыс. км. С базовым вариантом (тележка 18-100 в новом состоянии с профилем колеса по ГОСТ 9036) сравнивались тележки с износоустойчивым профилем колеса по ГОСТ 11018, с несоосностью колесных пар, завышением фрикционных клиньев, увеличенным моментом сопротивления повороту, разностью диаметров колес. В качестве основного варьируемого параметра была принята ширина рельсовой колеи (от 1510 до 1550 мм).

На основании полученных зависимостей приведенного по участкам пути бокового износа гребней колес от ширины колеи установлено, что боковой износ гребня снижается: при увеличении ширины колеи от 1520 мм до 1530 мм – на 30%; при использовании боковых скользунов роликового типа – на 10...15%; при обточке колес по профилю ГОСТ 11018 – на 10...30%; при отсутствии несоосности колесных пар в тележке – в 1,6...2,0 раза; при уменьшении разности диаметров колес в колесной паре – в 1,2...5,0 раз.

На втором этапе обследованы находящиеся в эксплуатации тележки магистральных грузовых вагонов модели 18-100 модернизированные по проекту М 1698 в количестве 200 шт. и эксплуатирующиеся в них колёсные пары в количестве 400 шт. и выполнен расчет коэффициентов корреляции между параметрами, характеризующими состояние тележек и колесных пар, который показал, что наибольшее влияние на толщину гребня оказывает: завышение клиньев (коэффициент корреляции –0,53); разность зазоров в скользунах одной тележки (коэффициент корреляции –0,39); разность баз тележки по положению колесных пар (коэффициент корреляции –0,28); разность баз боковых рам (коэффициент корреляции –0,22); разность диаметров колес (коэффициент корреляции 0,19); расстояние между внутренними гранями колес (коэффициент корреляции –0,19).

Разработана методика и выполнена оценка эффективности мероприятий по уменьшению износа гребней колес и его разности на колесной паре, основанная на вычислении приведенного к парку тележек изменения толщины гребня и разности толщины гребней колес с использованием плотностей распределения параметров тележек и корреляции параметров тележек с параметрами колесных пар.

Для значительного уменьшения износа необходимо существенное изменение технологии изготовления и ремонта тележек, позволяющей обеспечить повышенные требования к допускам на завышение клиньев, продольные зазоры в буксовом проеме и их разность на одной колесной паре, разность баз боковых рам, разность зазоров в скользунах. При этом половину эффекта по средней толщине гребня и треть по разности толщины гребней оказывает величина завышения клиньев.

**Технико-экономическое обоснование применения комплексной модернизации
ходовых частей грузовых вагонов
с установкой износостойких элементов компании А. Стаки и Амстед Рейл**

Орлова¹ А.М., Лесничий¹ В.С., Харитонов² Б.В.

¹ – ФГУП «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

² – ООО «Трансолушнз СНГ»

The paper compares 18-100 three-piece bogies with their modified versions according to M1698 and S03.04 projects by the initial cost, expenses for scheduled repair and online maintenance. Results are judged by lifecycle cost and NPV values.

Целью технико-экономического обоснования являлся расчет экономической эффективности применения комплексной модернизации тележек модели 18-100 по проекту С 03.04 с установкой износостойких элементов компании «А.Стаки» и «Амстед Рейл» в грузовых вагонах в сравнении с модернизацией по проекту М1698 или вагонами без модернизации с учетом их проведения новым вагоном или при деповском ремонте.

Модернизация по проекту М1698 включает в себя установку износостойких элементов из стали 30ХГСА в буксовый проём, подпятник и на фрикционной планке, а также фрикционных клиньев из чугуна СЧ25. Проект С 03.04 отличается установкой объёмно-закалённой фрикционной планки, клиньев из высокопрочного чугуна с уретановой накладкой, упруго-катковых скользунов ISB-12, полимерной прокладки в подпятник и обточкой колёс по профилю ИТМ-73.

Оценка экономической эффективности проведена на основе бюджетного подхода по критериям чистой приведённой стоимости (NPV) и дисконтированного срока окупаемости.

При расчёте были учтены затраты на проведение модернизации новому вагону или при деповском ремонте, на проведение плановых и текущего отцепочного ремонта, а также дополнительных доходов от сокращения простоя вагона в текущем отцепочном ремонте (ТОР), полученные по результатам, обследования в эксплуатации.

Основные преимущества проекта С 03.04 заключаются в уменьшении частоты отцепок в ТОР по причине неисправностей колес, букс, завышения клиньев, несоответствия зазора в скользунах. В плановых видах ремонта замена клиньев, скользунов, прокладок в подпятник производятся через 1 млн.км.

В результате ранжирования вариантов модернизации тележек модели 18-100 по величине NPV показало, что для операторской компании наиболее эффективными являются (в порядке убывания NPV):

Проведение тележкам нового вагона модернизации по проекту С 03.04 в сравнении с новым вагоном на тележках модели 18-100 без модернизации (ремонт вагонов по пробегу обеспечивает большую экономическую эффективность по сравнению с ремонтом по сроку);

Проведение тележкам нового вагона модернизации по проекту С 03.04 в сравнении с новым вагоном на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту М1698 (ремонт вагонов по пробегу обеспечивает большую экономическую эффективность по сравнению с ремонтом по сроку). При этом дисконтированный срок окупаемости 2,2 и 2,4 года соответственно, что практически в 2 раза короче, чем для всех других вариантов (не менее 5,0 лет);

Проведение тележкам модернизации по проекту С 03.04 при первом деповском ремонте, в сравнении с тележкой модели 18-100 без модернизации при условии, что вагон ремонтируется по пробегу. Модернизация окупается для вагонов не старше 15 лет;

Проведение тележкам модернизации по проекту М1698 при первом деповском ремонте, в сравнении с тележкой модели 18-100 без модернизации при условии, что вагон ремонтируется по пробегу. Модернизация окупается для вагонов не старше 15 лет.

Совершенствование конструкции буксового узла тележки грузового вагона

Панасенко В.Я.
ДИИТ, Днепропетровск. Украина

The problem of cutting of wheel rim is considered. The problem of its elimination is also under consideration.

За последние 30 лет в грузовых вагонах наблюдается интенсивный износ (подрез) гребня колесных пар (КП). Мировой опыт показывает, что одной из причин интенсивного подреза гребня является недостаточная самоустанавливаемость КП в криволинейных участках пути. С 1982 года все магистральные грузовые вагоны колеи 1520 мм строят только на роликовых подшипниках. Это оправдано с точки зрения эксплуатации буксового узла по сравнению с ранее эксплуатируемыми подшипниками скольжения. В настоящее время на шейку оси закрепляют два цилиндрических подшипника качения с наружным диаметром 250 мм. В соответствии с техническими требованиями, осевой разбег для двух подшипников в этом узле составляет 0,68...1,38 мм. Надо полагать, что за счет малого разбега в буксовом узле КП не имеет возможности самоустанавливаться. Необходимо напомнить, что подшипники скольжения имели разбег на шейке оси при плановых видах ремонта вагонов 6...8 мм, а в эксплуатации – 6...12 мм, и основным браком на поверхности катания колес был прокат, а не подрез гребня. Автор считает, что за счет разбега подшипника скольжения на шейке оси КП имели возможность перемещаться в своем осевом направлении, самоустанавливаясь во время вписывания вагона в кривые участки пути и занимать свое первоначальное положение по выходу из кривых. Самоустановлению способствовали наличие уклонов 1:10 и 1:3,5 на поверхности катания колес, вкладыши подшипника и масляный клин, который имел место под подшипником скольжения при вращении КП. Опыты, проведенные доцентом кафедры «Вагоны» ДИИТ'а Осиповым А.С., показали, что толщина масляного клина под подшипником скольжения была более 0,1 мм. Следует отметить, что в переходной период замены подшипников скольжения на шейку оси КП устанавливали сферические роликовые подшипники, которые оценены проф. Л.Н. Решетовым (наравне с подшипниками скольжения) как кинематическая пара III рода. В комплексе это способствовало самоустановлению КП на кривых и прямолинейных участках пути. Расчеты размерных цепей в буксовом узле показали, что при монтаже в буксе цилиндрических подшипников качения радиальный зазор между подшипником и корпусом буксы составляет max 0,1, а min 0,007 мм. Это подтверждается тем, что при демонтаже буксового узла наружное кольцо подшипника часто приходится выталкивать из корпуса буксы на прессе. Общая величина радиального разбега с учетом зазоров в самом подшипнике составляет max 0,269, а min 0,122 мм. Это позволяет утверждать, что между шейкой оси и корпусом буксы при использовании цилиндрических роликовых подшипников существует только одноподвижная (вращательная) кинематическая пара, а не кинематическая пара III рода, о чем говорилось ранее. Считают, что осевое перемещение КП происходит за счет перемещения буксы в боковине, где плоская кинематическая пара. Однако в этой паре существует сухое трение, и сила трения более 2 тонн не способствует перемещению буксы. В такой тележке самоустановлению КП также препятствует и тормозная рычажная передача, поскольку трангели за счет большой жесткости подосной (распорной) тяги не могут занимать радиальное положение (не параллельное между собой), что решено в а.с. СССР № 1463599. Подрез гребней у колес пассажирских вагонов, которые ездят по тем же рельсам, что и грузовые, наблюдается значительно реже. Это можно объяснить тем, что букса в них соединена с рамой тележки через пружины и шпинтоны (кинематическую пару II рода). Таким образом, в результате анализа факторов, которые могут оказывать влияние на износ пары «колесо – рельс», получен вывод о целесообразности создание в узле «боковина – букса» кинематическую пару III рода, позволяющую уменьшить силы трения.

К вопросу подреза гребней колесных пар

Панасенко В.Я., Гаркави Н.Я., Клименко И.В.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The problems of intensive wheel rim erosion are considered. The recommendations to eliminate them are proposed.

За последние 30 лет на территории СНГ наблюдается интенсивный износ (подрез) гребня колесных пар грузовых вагонов. Большинство полувагонов, поступающих в плановый ремонт, имеют утонченный гребень. Анализ показал, что подрез гребня наблюдается у первой по ходу движения колесной пары тележки.

Как показал мировой опыт, одной из причин интенсивного подреза гребня является недостаточная самоустанавливаемость колесных пар тележки при движении по железнодорожному пути. Это, в свою очередь, может быть связано с неудачным соотношением кинематических пар (связей) тележки. Некоторые специалисты считают, что при больших значениях сил, препятствующих установке осей тележки в радиальное положение, нельзя вводить в ее конструкцию большое сопротивление на сдвиг. Отметим, что уменьшение сдвиговой жесткости можно достичь уменьшением зазоров в составляющих кинематических связей.

С 1982 года все новые магистральные грузовые вагоны колеи 1520 мм строят только на роликовых подшипниках, что позволило повысить их надежность в эксплуатации. При использовании подшипников качения потери времени на отцепки вагонов и задержки поездов из-за нагрева букс уменьшились в несколько раз по сравнению с тем, что имели место при эксплуатирующихся ранее подшипниках скольжения. Однако в буксовом узле при использовании цилиндрических подшипников качения шейка оси колесной пары с закрепленными на ней подшипниками имеет малый разбег, из-за чего колесная пара не имеет возможности самоустанавливаться.

В данной работе рассмотрен вопрос усовершенствования соединения узла «боковина – букса» грузового вагона с точки зрения возможности самоустановки колесной пары при движении в кривых участках пути. Для этого оценены возможные зазоры в буксе при наличии цилиндрических роликовых подшипников. Расчеты показали, что между шейкой оси и корпусом буксы при использовании цилиндрических роликовых подшипников существует только одноподвижная (вращательная) кинематическая пара, а не кинематическая пара третьего рода, которая имеет место при наличии в буксах подшипников скольжения или сферических подшипников.

По мнению авторов, отсутствие возможности самоустановки колеса и является причиной интенсивного износа гребней колесных пар. Поэтому необходимо создать конструкцию узла контакта боковины и буксы по типу кинематической пары третьего рода, позволяющую уменьшить силы трения в данном узле.

Особенности эксплуатации и ремонта комплексно модернизированных тележек грузовых вагонов

Пасичник С.С., Подбельников И.В., Рухлов И.В.
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

Features of operation and repair of complex-modernized freight car bogies in Ukraine are presented.

На железных дорогах Украины эксплуатируются свыше 6000 тыс. полувагонов с комплексно модернизированными тележками. Эксплуатационные испытания и наблюдения за состоянием этих вагонов позволили выявить характерные особенности эксплуатации и обслуживания таких тележек.

В частности, во время роспуска вагонов на сортировочных горках при несоблюдении скоростного режима иногда наблюдались случаи утери роликов из корпуса скользуна. Для предотвращения выпадения роликов разработаны два проекта нового корпуса скользуна. Один из них предназначен для устранения потерь роликов в уже эксплуатирующихся вагонах, второй – для выпуска новых скользунов.

Как известно, в комплексно модернизированных тележках используются полимерные материалы, что накладывает определенные температурные ограничения на условия эксплуатации. И хотя подобные ограничения накладываются и на типовые вагоны, последствия их несоблюдения больше проявляются именно на модернизированных вагонах. Нагревание вагонов (или их тележек) свыше 150°C приводит к тому, что полимерные элементы теряют свою форму и выходят из строя. При этом выходят из строя также буксы (из-за спекания смазки), тормозные шланги и некоторые детали тормозной системы. Поэтому чрезмерный нагрев вагонов (как модернизированных, так и типовых) недопустим.

Из-за того что корпус скользуна чугунный, сварочные работы на нем не разрешаются, поэтому при наличии трещин или сколов корпус следует заменить новым, а не ремонтировать. И вообще, никакие элементы модернизации ремонту не подлежат, а при необходимости оперативно заменяются. Для случаев невозможности оперативной замены элементов модернизации разработаны правила использования стандартных элементов в модернизированных тележках (см. Инструкцию ЦВ-0083).

В полиуретановых элементах, в отличие от металлических, могут наблюдаться небольшие трещины. Если трещины или отслоения не приводят к нарушению целостности элемента, он может использоваться дальше.

При измерениях высот скользунов на неровном пути могут быть случаи, когда значения высот выходят за пределы допускаемых. В таких случаях разрешается определять среднее значение высоты скользунов в пределах одной тележки и пользоваться им.

Для крепления корпусов скользунов и износостойких планок используются одноразовые болты и гайки, которые, при необходимости, разрешается докручивать. Однако, если гайки откручивались полностью, их повторное использование запрещено.

Распространенными случаями неправильной эксплуатации и обслуживания являются также внесение смазочных материалов в узлы трения, замена оригинальных элементов модернизации самодельными и др.

С целью уменьшения числа нарушений на вагоноремонтных предприятиях Украины регулярно проводятся школы по обучению правилам эксплуатации и обслуживания вагонов с комплексно модернизированными тележками.

Оценка состояния железнодорожного пути в плане в кривых малого радиуса

Патласов А.М.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The necessity of methods upgrading of rail track state estimation in plane is substantiated in the paper.

В настоящее время оценка состояния пути в плане в Украине осуществляется на основе измерений проведенных «вручную» или путеизмерительными вагонами. Для оценки «вручную» измеряются стрелы изгиба пути от середины стягивающей хорды длиной 20 м. В путеизмерителях принята хорда 21,5 м с измерением стрел на расстоянии 4,1 м от конца хорды. Допуски в отклонении стрел определены инструкцией по устройству и содержанию пути на железных дорогах Украины (ЦП-0138) и Техническими указаниями по оценке состояния рельсовой колеи по показателям путеизмерительных вагонов и по обеспечению безопасности движения поездов при отступлениях от норм содержания рельсовой колеи (ЦП-0020). Эти допуски установлены для 20-ти метровой хорды и составляют 10 мм, а для 21,5 метровой хорды они пересчитаны путем использования специального шаблона.

Согласно ЦП-0138 оценка состояния пути в кривых радиусом 150-200 м осуществляется путем сравнения смежных стрел изгиба пути, измеренных от хорды длиной 10 м. Разница между двумя смежными стрелами не должна превышать 5 мм.

В Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДИИТ) проведен анализ оценки состояния пути в плане с использованием хорд.

Проведенный анализ показал:

1) при оценке неровностей длиной до 20 м можно использовать хорду различной длины (до 20 м). При этом максимальная разница между стрелами смежных (расположенных через половину длины хорды) точек будет одинакова. При длине неровности превышающей длину хорды эта разница будет уменьшаться;

2) оценка неровности только с помощью разницы между стрелами смежных точек не дает полную характеристику динамического взаимодействия пути и подвижного состава;

3) оценка неровностей в плане должна осуществляться не только по разнице в стрелах изгиба, но и учитывать длину неровности.

Из сказанного можно сделать вывод, что уменьшение допустимой разницы в смежных стрелах изгиба для хорды длиной 10 м в инструкции ЦП-0138 не обоснованно. Допустимая разность стрел должна быть дифференцирована в зависимости от радиуса кривой и длины неровности. Таким образом, для комплексной оценки необходим специальный шаблон, который учитывал бы не только амплитуду неровности, но и ее длину.

К недостатку существующей методики оценки состояния пути путеизмерителями (ЦП-0020) следует отнести игнорирование неровностей в плане, у которых вершины записи неровности на бумажном носителе расположены на расстоянии, превышающем длину шаблона. По всей видимости, такие неровности необходимо оценивать в зависимости от того через зону какой максимальной степени отступления проходит линия записи неровности.

Диакоптическая методика исследования движения магнитолевитирующего поезда

Поляков В.А., Хачапуридзе Н.М.
ИТСТ НАНУ «Трансмаг», Днепропетровск, Украина

The research technique of high-speed magnetically suspended train motion is developed. Diakoptik's ideas and methods are used. The computation scheme of the system is dismembered on easily investigated subsystems. Further these subsystems investigated jointly and in coordination. Such coordination is reached owing to use of a crossings network concept which connects subsystems in system. Efficiency of a technique is shown for vehicle motion research.

Магнитолевитирующий поезд (МЛП) является большой, сложной динамической системой (ДС), подсистемы которой имеют различную физическую природу. При этом основным критерием результирующей оценки транспортного комплекса с МЛП, как правило, является качество их механического движения. В свою очередь, это качество (в той, или иной степени) определяется динамикой каждой из упомянутых подсистем. Натурное экспериментальное исследование такой системы по многим причинам весьма затруднено. Обычные теоретические методы изучения протекающих в ней процессов также мало эффективны. Поэтому динамику МЛП наиболее целесообразно исследовать методами математического моделирования.

Размерность и сложность ДС, принимаемой в качестве расчётной схемы МЛП, весьма значительны. Поэтому требования, предъявляемые к техническим и информационным характеристикам компьютеров, предназначенных для проведения вычислительных экспериментов с такой ДС, как правило, существенно выше их достижимых современных уровней.

Для устранения описанной коллизии была разработана методика моделирования динамики упомянутой системы, позволяющая значительно повысить его эффективность путём использования диакоптических идей и методов. Они предполагают расчленение системы на легко исследуемые подсистемы (ПС), для дальнейшего их совместного согласованного исследования. Именно в этой строгой согласованности результирующего исследования ПС – главное отличие диакоптических методов от декомпозиционных. Такая согласованность достигается за счёт использования результатов моделирования динамики отдельных ПС в качестве воздействий на связующую их в исходную систему сеть пересечений (СП). Таким образом, воздействиями на эту сеть служат отклики ПС. Поэтому СП рассматривается как двойственная по отношению к таким ПС. Далее, результаты исследования сети используются как дополнительные воздействия на ПС, учитывающие их взаимодействие в системе. В итоге, динамика системы как единого целого находится синтетическим объединением итогов моделирования динамики её ПС с учётом их взаимодействия через СП. Это радикально повышает скорость и эффективность моделирования такой динамики, а, поэтому, позволяет снизить требования к используемым при этом компьютерам. Используемые в методике диакоптические методы, в зависимости от особенностей конкретной модельной ситуации, могут различаться как приёмами фрагментации исходной системы и характером согласования её ПС, так и способами определения момента согласования результатов моделирования их динамики.

Эффективность разработанной методики продемонстрирована на примере исследования движения системы, принятой в качестве расчётной схемы механической подсистемы экипажа МЛП. В качестве ПС, на которые фрагментируется указанная система, были приняты опорные тела упомянутой расчётной схемы. В таком случае, СП этих ПС непосредственно определяется структурной матрицей той же схемы.

Высокая эффективность разработанной методики обеспечивается тем, что: – решение сложной задачи заменяется решением нескольких более простых подзадач; – появляется возможность для каждой из ПС, вследствие раздельного их исследования, выбрать наиболее подходящий (в наилучшем случае – оптимальный) алгоритм такого исследования; – возможно параллельное исследование ПС.

Моделирование пространственных колебаний железнодорожных экипажей с использованием программы DYNRAIL

Приходько¹ В.И., Мямлин² С.В.

¹ – КВСЗ, Мариуполь; ² – ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Computer software to simulate railway vehicle three dimensional vibrations is proposed.

Разработанная авторами программа DYNRAIL предназначена для моделирования силовых динамических нагрузок, деформаций соединений и перемещений элементов конструкций вагонов, возникающих во время движения железнодорожного экипажа по пути с вертикальными и горизонтальными неровностями рельсовых нитей.

При разработке программы использованы современные методы программирования, в частности, объектно-ориентированный подход к созданию пространственных моделей железнодорожных экипажей. Это позволило создавать модели практически любых типов железнодорожных экипажей без изменения текстов программ. Использование методов объектно-ориентированного программирования потребовало введения понятий «объект» экипажа и «связь». Объект – это любой недеформируемый элемент конструкции экипажа, у которого известна масса и моменты инерции относительно его главных осей. Связь – это деформируемый элемент конструкции экипажа не имеющий массы и служащий для гашения относительных перемещений объектов. Набор связей в программе достаточно широк, но при необходимости может быть расширен.

Процесс подготовки модели экипажа сводится к созданию списка объектов и связей, заданию их параметров и установки связей, по которым рассчитываются величины динамических показателей качества экипажа. Удобный интерфейс пользователя позволяет выполнять эти действия даже не специалисту в области пространственной динамики железнодорожных экипажей.

Для анализа поведения железнодорожных экипажей в различных условиях (т.е. при различном характере несовершенств железнодорожного пути) предлагаются различные типы вертикальных и горизонтальных неровностей. Неровности могут задаваться в виде детерминированных и/или случайных процессов.

Детерминированные неровности могут задаваться в виде: суммы гармонических колебаний с различными амплитудами и частотами (до 10-ти составляющих); одиночных ступенчатых неровностей – предназначенных, в основном, для изучения спектральных параметров колебаний различных объектов экипажей (моделирование сброса с клиньев); периодических ступенчатых неровностей, которые могут использоваться как упрощенная модель стыковых вертикальных неровностей или для изучения спектральных параметров колебаний элементов экипажа при периодических возмущениях; стыковых неровностей – название говорит само за себя; «специальных» неровностей – это заранее полученные расчетным или экспериментальным путем процессы изменения неровностей рельсовых нитей;

Случайные неровности служат для проверки поведения экипажа и оценки его динамических качеств в условиях различных реализаций неровностей одного и того же типа. Предусмотрены следующие типы случайных неровностей:

гармонические колебаний со случайными амплитудами и периодами неровностей;

стыковые неровности, имеющие случайные величины длин и глубин;

случайные неровности в виде процессов с равномерной (постоянной) амплитудно-частотной характеристикой – в жизни не встречаются, однако, могут быть полезны для изучения спектральных характеристик экипажей при возмущениях типа окрашенного шума;

случайные неровности в виде процессов с затухающей амплитудно-частотной характеристикой – реально существующие неровности, характеристики которых задаются согласно утвержденным рекомендациям.

Кроме всего вышеперечисленного, для исследования чувствительности динамических показателей экипажа к изменениям инерционных параметров объектов или к изменениям парамет-

ров связей перед выполнением расчетов пользователь может задать так называемые аномалии объектов или связей, при этом типы объектов и связей изменить нельзя, но можно изменить их параметры.

Моделирование пространственных колебаний экипажей может выполняться:

- для отдельного следующего экипажа;
- для экипажа следующего в составе поезда, при этом учитываются воздействия соседних экипажей на исследуемый.

При моделировании движения экипажа учитывается продольный профиль и план железнодорожного пути и вид профиля поверхности катания колесных пар.

Для выполнения моделирования движения экипажа выбираются: модель поезда, участок движения, профиль колесных пар экипажа, задаются: диапазон изменения скорости, шаг регистрации результатов, длина участка на котором будет выполнено моделирование движения поезда и некоторые другие параметры.

В результате расчетов программа позволяет получить:

- процессы изменения во времени;
- пространственных линейных и угловых перемещений всех объектов экипажа и деформаций связей;
- пространственных сил и моментов сил в связях;
- коэффициентов динамики в горизонтальной и вертикальной плоскостях всех ступеней подвешивания;
- коэффициентов устойчивости от всползания колеса на рельс;
- ускорений буксовых узлов и кузовов экипажей в горизонтальной и вертикальной плоскостях;
- сил в автосцепных устройствах экипажа.
- минимальные, максимальные, средние, средние квадратичные и максимальные вероятные значения:
- коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики пути;
- коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики всех ступеней подвешивания;
- вертикальные и горизонтальные ускорения букс и кузова;
- показатели износа колесных пар на гребне и поверхности катания;
- вертикальные и горизонтальные показатели плавности хода экипажа;
- напряжения в кромке и головке рельса;
- напряжения в балластном слое и напряжения в основании земляного полотна.

Результаты расчетов группы 1 представляются в виде графиков, а группы 2 – в виде таблицы.

Кроме этого, в программе предусмотрено задание и дальнейшее использование в расчетах: профилей колесных пар; железнодорожного пути различных конфигураций в профиле и плане; характеристик поглощающих аппаратов автосцепных устройств экипажей; неровностей рельсовых нитей железнодорожного пути в виде большого набора детерминированных и случайных процессов.

Таким образом, предлагаемая программа моделирования пространственных колебаний рельсовых экипажей может быть использована для теоретических исследований динамической нагруженности железнодорожных грузовых и пассажирских вагонов, а также локомотивов.

Исследование прочностных свойств кузова пассажирского вагона

Приходько¹ В.И., Мямлин² С.В., Ягода² П.А., Подлубный² В.Ю.
¹ – ОАО «КрВСЗ», Мариуполь; ² – ДИИТ, Днепропетровск, Украина

A design of passenger coach car body is proposed to provide a structure with less steel intensity, higher speed of motion, and other improved characteristics.

Интеграция железнодорожного транспорта в международную транспортную систему стран европейского экономического сообщества является одной из главных задач для Украины. Для её решения на ведётся реконструкция основных железнодорожных магистралей по направлению международных транспортных коридоров, организовывается скоростное движение пассажирских поездов.

В связи с увеличением пассажирооборота возникает необходимость увеличения скорости движения, то есть развития скоростного и в перспективе создания высокоскоростного подвижного состава. Это очень сложная задача, требующая комплексного подхода. Высокая скорость движения требует новых технических решений традиционных задач в области локомотиво- и вагоностроения.

При обеспечении безопасности пассажирских перевозок важная роль отводится качеству проектирования кузова вагона, как основной несущей его части.

Объектом исследований является кузов пассажирского вагона модели 61-779. Авторами был выполнен анализ конструктивных схем и конструкционных материалов, применяемых в отечественном и зарубежном вагоностроении, разработана оригинальная методика выполнения технико-экономического обоснования уменьшения металлоемкости кузова вагона. Предложена его модернизация, которая заключается в том, что кузов имеет обтекаемую форму (без гофр) с уменьшенными толщинами обшивки и крыши. Впервые была рассмотрена конструктивная схема кузова, при которой отсутствующие гофры не заменяются подкрепляющими изнутри элементами (стрингерами).

Внесение изменений в конструкцию кузова пассажирского вагона подразумевает выполнение проверки обеспечения прочности основными несущими элементами при нормируемых режимах нагружения.

Был выбран метод расчета, расчетная схема, разработана математическая модель напряженно-деформированного состояния кузова, выполнены сравнительные теоретические исследования с использованием программных комплексов ИСПА и SCAD. Проведено сравнение полученных результатов с результатами испытаний.

В программном комплексе SCAD рассчитано напряженно-деформированное состояние кузова модернизированного вагона. Получены выводы о соответствии прочностных свойств исследуемой конструкции требованиям Норм.

На основании проведенных расчетов разработан вариант модернизации кузова вагона, который даст возможность уменьшить металлоемкость конструкции и который совместно с другими мероприятиями позволит повысить скорость движения, снизить расход электроэнергии на тягу и тем самым улучшить технико-экономические характеристики пассажирских вагонов для скоростных перевозок.

Разработка мероприятий по усилению повреждённых элементов рамы кузова пассажирского вагона

Пулария А.Л., Анофриев В.Г., Гричаный Н.А., Дедаева Т.И., Ягода Д.А., Ягода П.А.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Research of the tense state of «khrebtovykh» beams of passenger carriages of having weakening of section as a result of damages and development of methods of their strengthening.

При технической диагностики несущих конструкций пассажирских вагонов, на территории Литовской Республики, работниками отраслевой научно-исследовательской лаборатории вагонов Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В.Лазаряна на вагонах открытого типа, прошедших модернизацию в ПНР, были обнаружены повреждения хребтовой балки. Остальные элементы несущей конструкции вагона находились в хорошем состоянии и не имели существенных повреждений.

Авторы рассматривают вопрос о методах усиления поврежденных хребтовых балках, решение которого позволит продлить срок дальнейшей эксплуатации вагона.

В результате осмотров хребтовых балок вагонов были выявлены повреждения в виде отверстий произвольной формы, выполненных в вертикальных стенках швеллеров, что уменьшило площадь поперечного сечения швеллера до 30%. Обнаруженные повреждения в результате анализа можно сгруппировать в три основные группы:

- одиночные отверстия прямоугольной формы (размерами до 80×130 мм);
- одиночные отверстия округлой формы различного диаметра (размерами до 50 мм);
- несколько отверстий округлой формы, расположенных в одном сечении швеллера.

Такие повреждения являются концентраторами напряжений, а их наличие сказывается на долговечности конструкции.

Для первичного анализа напряженного состояния поврежденных хребтовых балок, были созданы три расчетные схемы (расчет проводился методом конечных элементов и был реализован посредством программного комплекса COSMOS), учитывающие вышеперечисленные группы повреждений, при этом нагрузка в расчетных схемах прикладывалась в эквиваленте нагрузки по III-му расчетному режиму. Первичный анализ показал, что уровень напряжений в местах повреждений превышает допустимые в 1,7...2,7 раза.

В связи с этим, были рассмотрены следующие методы усиления хребтовой балки в местах ее повреждения: механическая разработка (скругление) острых кромок прямоугольных отверстий; установка усиливающих накладок вокруг проделанных отверстий; установка усиливающих листов на нижнюю часть хребтовой балки.

По результатам расчетов было установлено: при скруглении отверстий прямоугольной формы до эллипсоидной формы - напряжения снизились на 25 %; в случае установки усиливающих накладок вокруг отверстий – уровень напряжений не меняется, однако зоны максимальных напряжений перемещаются на край установленных накладок; при усилении ослабленного сечения накладкой из листового металла, приваренной снизу сразу к двум швеллерам - уровень напряжения снизился на 50...60 %.

В связи с вышеперечисленным, было принято решение о возможности усиления хребтовых балок, имеющих подобные повреждения, методом механической обработки (скругления) острых кромок прямоугольных отверстий и постановкой усиливающих накладок (приваренных снизу сразу к двум швеллерам) на ослабленное сечения. Такая комплексная схема усиления, позволила снизить уровень эквивалентных напряжений в зоне концентратора ниже уровня допустимых напряжений по III-му расчетному режиму, что позволяет продлить срок дальнейшей эксплуатации вагона.

К вопросу силового нагружения при расчетах кузовов вагонов, транспортирующих сыпучие и навалочные грузы

Путято А.В., Белогуб В.В.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

Paths are marked and the analysis loading bodies of freight cars granular and is executed by bulk cargoes at shock interacting coaches. Regularities of a loading of a body of a gondola car are established by a granular weight at impact

В настоящее время согласно Нормам 1996 г. при расчете кузова вагона на ударные нагрузки торцевые стены и двери должны рассчитываться на равномерно распределенное по всей их площади динамическое давление насыпного груза, равное 0,35 грузоподъемности вагона при действии продольного ускорения 3,5g. При проведении прочностных расчетов в общей системе кузова вагона оказывается затруднительным учет соответствующих нагрузок, приходящихся на остальные элементы кузова. Схема силового нагружения кузова грузового вагона, транспортирующего навалочный груз также требует уточнений, связанных с нагруженностью продольными силами комплекта лесных рам (основания и стойки) при переходных режимах движения. Целью настоящей работы является определение путей для разработки схем нагружения кузовов грузовых вагонов, транспортирующих сыпучие и навалочные грузы, при переходных режимах движения. Для оценки нагруженности кузовов вагонов сыпучим грузом предлагается воспользоваться для описания поведения сыпучей среды гипотезой Друкера-Прагера, описывающей упруго-идеальнопластическую среду. Выполнена серия расчетов МКЭ по оценке нагруженности кузова полувагона при ударном взаимодействии в плоской и объемной постановках. Свойства материала сыпучего груза представлены следующими характеристиками: плотность 1300 кг/м^3 ; угол естественного откоса 300° ; модуль упругости 106 Н/м^2 ; коэффициент Пуассона 0,27; величина когезии 7200 Н/м^2 ; угол дилатантности 00. Для учета сцепления сыпучего груза со стенами кузова решалась контактная задача с коэффициентом трения 0,3 в границе раздела «сыпучий груз – металл», особенностью которой является исключение возможности взаимного внедрения контактирующих сред. В результате расчета получены пространственные картины нагруженности торцевых и боковых стен, а также пола вагона для временного интервала до 0,3 с. Установлено, что распределение нормальных контактных давлений по торцевой стене не носит равномерного характера, рекомендуемого Нормами. В то же время, полученное с помощью модели значение максимального давления (151 кПа) оказалось достаточно близким к значению удельного давления, рассчитанного по рекомендации Норм применительно к геометрическим параметрам виртуальной модели (170 кПа). Нормальные контактные давления на боковую стену по мере приближения к нагруженной торцевой стене нелинейно возрастают по зависимости достоверно аппроксимирующей полиномом пятой степени. При рассмотрении распределения нормальных контактных давлений по полу вагона максимальные значения давлений зафиксированы на расстоянии равном 0,018l, по мере удаления от торцевой стены наблюдается их линейное снижение. При расчете на прочность кузова лесовоза нагруженность торцевой стены при ударном воздействии выполняется в соответствии с Нормами. Оставшаяся продольная нагрузка должна распределяться по комплекту лесных рам. Распределение оставшейся инерционной нагрузки на основание и стойки лесной рамы выполняется с учетом отношения соответствующих площадей и линейной зависимости нормального давления на стойки от ее высоты. Результаты отражают принципиальные картины распределения нагрузок по кузову при рассмотрении случая ударного взаимодействия вагонов. Учет же особенностей динамики единиц подвижного состава, связанных с характеристиками ударно-тягового и ходового оборудования, а также рассмотрение различных физико-механических свойств перевозимого груза, возможно, приведет к уточнению полученных результатов.

Моделирование нагруженности элементов конструкции цистерн

Путято А.В., Шимановский А.О.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

There are analyzed modern software using capabilities for dynamics and strength of tanks problems decision. Approaches to computer modeling hydrodynamical loading for tankcars constructions which allow to execute calculations in view of real properties both a transported cargo, and elements of a vehicle are described.

При решении задач динамики и прочности единиц подвижного состава, транспортирующих жидкие грузы, используют, как правило, следующие пути: представление перевозимой жидкости неподвижным относительно кузова твердым телом; моделирование груза эквивалентной системой твердых тел; использование уравнений механики сплошной среды. Для полноценного учета дополнительных динамических нагрузок, возникающих при относительном перемещении жидкости в резервуаре при переходных режимах транспортного средства, учитывая современных уровень развития вычислительной техники, предпочтение следует отдать применению численных методов, способных максимально полно учесть комплекс составляющих, входящих в дифференциальные уравнения, описывающие поведение жидкого груза методами механики сплошной среды. В работе анализируется применение комплексов ANSYS, STAR-CD, CFX, COMSOL, позволяющих решать задачи гидродинамики и гидроупругости для определения динамических и прочностных характеристик единиц наливного подвижного состава с учетом уровня сложности постановки решаемой задачи.

Для оценки гидродинамической нагруженности котла при действии постоянных внешних сил и учете частичного налива достаточно решения плоской задачи с предположением о недеформируемых стенках резервуара. Такая задача решена нами с помощью программного комплекса ANSYS, реализующего решение уравнений Навье-Стокса методом конечных элементов. Выполнен гидродинамический анализ при изменении уровня налива, свойств перевозимого жидкого груза (плотность, вязкость), а также силовых граничных условий. Расчет колебаний жидкости в трехмерной постановке при наличии свободной поверхности жидкого груза в цилиндрическом резервуаре в ANSYS в настоящее время невозможен. С этой задачей успешно справляется программный комплекс STAR-CD, реализующий метод конечных объемов.

Наиболее сложной задачей, на наш взгляд, является определение динамических и прочностных характеристик элементов наливного подвижного состава для любого момента времени при решении задачи гидроупругости для системы «кузов – жидкий груз» с учетом реальных свойств как перевозимого груза, так и элементов транспортного средства (материал кузова, ходовая часть и т. п.). Такая задача может быть непосредственно решена с помощью программы COMSOL, однако для ее использования необходим компьютер с весьма высокой производительностью. Одним из путей определения нагруженности кузова с учетом реального распределения давления жидкого груза в котле является двухэтапное решение задачи. На первом этапе решается задача гидродинамики в программном комплексе CFX, а на втором – задача прочности в ANSYS, в которой начальные граничные условия определяются результатами, полученными на первом этапе. В свою очередь определение гидродинамической нагруженности для следующего момента времени выполняется с учетом кинематических граничных условий, полученных при решении задачи прочности и т. д.

Таким образом, применение современного программного обеспечения для решения задач механики сплошной среды раскрывает новые возможности анализа динамики и прочности конструкций цистерн, связанные с учетом особенностей гидродинамического действия жидкости.

Оценка влияния схем формирования неоднородных по перевозимому грузу поездов на динамическую нагруженность экипажей при переходных режимах движения

Пшинько А.Н., Блохин Е.П., Богомаз Г.И., Науменко Н.Е.

¹ – ДИИТ, ² – ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

Investigations of transient motion modes of dry and fluid freight trains and trains made up from loaded gondola cars and empty or loaded tank-cars are carried out by mathematical modeling methods.

Создание новых и модернизация существующих типов железнодорожных вагонов-цистерн требует проведения всесторонних теоретических и экспериментальных исследований нагруженности элементов их конструкций при эксплуатационных режимах движения. С использованием методов, позволяющих перейти от системы "тело-жидкость" к дискретной механической системе, построены механические модели-аналоги цистерны, котел которой частично заполнен жидким грузом. Методами математического моделирования проведены исследования переходных режимов движения сухогрузных, наливных поездов и поездов, в состав которых включены различным образом расположенные порожние и полностью груженные вагоны-цистерны и загруженные четырехосные полувагоны. Дана оценка влияния схемы формирования состава на динамическую нагруженность экипажей при трогании поезда с места, в случае его экстренного торможения, а также при экстренном и регулировочном торможениях поезда, движущегося по переломам продольного профиля пути. Расчеты проведены в случае оборудования локомотива и полувагонов поглощающими аппаратами Ш-2-В или Ш-1-Т, вагонов-цистерн – как указанными поглощающими аппаратами, так и эластомерными 73ZW или ЭПУ-1. Рассмотрены поезда массой порядка 4000 т. Получено, что при пуске поезда в ход характер распределения усилий и ускорений существенно зависит от места расположения вагонов-цистерн в составе поезда. Максимальные усилия возникают в междвагонных соединениях сухогрузных вагонов, а максимальные ускорения имеют вагоны-цистерны. Наибольшие продольные ускорения возникают в случае расположения вагонов-цистерн в хвостовой части поезда. При экстренном торможении неоднородного поезда характер распределения по длине поезда сжимающих усилий, возникающих в междвагонных соединениях, зависит от схемы формирования состава. При движении поезда на выбеге по выбранному участку продольного профиля пути, характеризуемому чередованием спуска и подъема, максимальные значения (по модулю) сжимающих усилий в междвагонных соединениях для сухогрузного поезда и смешанных поездов практически одинаковы, для наливного поезда значения усилий уменьшаются на 10 %. Исследовано движение грузового поезда по переломам продольного профиля пути с применением экстренного торможения (до остановки поезда) и регулировочного торможения третьей ступенью. Проведены исследования продольных динамических усилий, возникающих в тяжеловесных наливных поездах при переходных режимах движения. Проведена оценка продольных усилий, возникающих при пуске в ход и торможение на горизонтальном участке пути сдвоенных и строенных поездов, сформированных из наливных и сухогрузных составов. Показано, что снижение максимальных продольных сил наблюдается в случаях, когда объединенные поезда сформированы из наливных составов полностью, или, если в строенном поезде два последних состава являются наливными. Исследованы динамические нагрузки в поездах, транспортирующих твердые и жидкие грузы, при их движении по участкам сложного продольного профиля пути и определено влияние параметров продольного профиля пути на наибольшие усилия в тяжеловесных поездах.

Исследование динамической нагруженности вагона метрополитена 81 серии

Пюнненен¹ В.Л., Третьяков² А.В.

¹ – ФГУП «НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

The paper reports the results of investigating the dynamic loads on the frames of underground cars of series 81, as well as the influence of sign-variable dynamic loads experienced by the frame in operation on the strength of its components.

В настоящее время в Санкт-Петербургском метрополитене эксплуатируется электроподвижной состав типов Е, Ем и модели 81-ой серии. В результате произведенного анализа повреждаемости за период 2001-2007 гг. было выявлено увеличение случаев разрушения рамы вагонов 81 серии в зонах крепления подвесного оборудования, а также трещин в шкворневых балках рам вагонов. Было выдвинуто предположение о том, что причиной разрушения рам вагонов метрополитена 81 серии являются знакопеременные динамические нагрузки, возникающие в процессе эксплуатации. Для оценки динамической нагруженности и запаса прочности элементов металлоконструкции метровагона, разработки технологии восстановления рамы и кузова вагонов метрополитена 81 серии была составлена конечно-элементная расчетная схема и произведены статический и квазистатический (динамический) расчеты. Результаты выполненных исследований представлены в материалах статьи.

Весовая оптимизация изгибаемых тонкостенных стержней открытого профиля

Ракша С.В.

ДИИТ, Днепропетровск, Украина

Results of solution of the weight optimization problem for thin-walled cold-formed beams of open cross-section under pure bending are presented. The account of the local modes buckling is fulfilled in view of exact conjunction conditions of elements that constitute the profile. Optimal parameters of beams made from elastic and elastic-plastic materials are presented.

Поиск оптимальных геометрических параметров тонкостенных профилей уже в течение нескольких последних десятилетий остается проблемой, которая привлекает внимание исследователей и проектировщиков. Рассматриваются элементы конструкций, имеющие различные поперечные сечения, при различных условиях нагружения. В качестве целевой функции задачи оптимизации обычно принимается вес, а ограничения задачи формулируются с учетом напряжений общего и местного выпучивания, а также пластических свойств материала. Общая форма потери устойчивости рассчитывается с использованием концепции «эффективного сечения» в закритической стадии, или ограничиваются чисто упругим расчетом, а в отдельных работах общая форма не учитывается вовсе. При расчете местной потери устойчивости также возможны различные подходы: используются приближенные зависимости, характеризующие устойчивость отдельных элементов профиля, либо предельная гибкость элементов профиля принимается в соответствии с нормами.

В данной работе представлены результаты решения задачи весовой оптимизации шарнирно опертого тонкостенного швеллера с одинаковой толщиной элементов сечения (полученного, например, способами холодного формования) при изгибе в плоскости, перпендикулярной плоскости симметрии. Заданными считаются характеристики материала стержня (модуль упругости, модуль сдвига, коэффициент Пуассона). Из условия минимума веса балки определяются геометрические параметры сечения.

Задача оптимизации ставится как задача нелинейного программирования. Ограничения включают условия устойчивости по общей форме (потеря устойчивости плоской формы изгиба) и местной форме выпучивания, а также требования прочности (напряжения не должны превышать заданный предел текучести материала стержня). Местное выпучивание рассчитывается для совокупного сечения с учетом точных условий сопряжения элементов, образующих профиль.

Задача решается в безразмерных параметрах, что позволяет полученные результаты использовать для широкого ряда конструкций одного класса. При выполнении расчетов использовалась программа, реализующая метод оптимизации - линейризованный метод приведенного градиента (ЛМПП). Многолетний опыт применения алгоритма ЛМПП при решении задач оптимизации подкрепленных пластин и оболочек (а также других задач) показал высокую эффективность и надежность метода. Для достижения оптимума требовалось, как правило, 20-30 итераций при относительной погрешности определения оптимальных параметров порядка 10^{-3} . Получены зависимости для безразмерных параметров веса и критических напряжений при различных значениях параметра изгибающего момента для стержня из упругого и упруго-пластического материала. Учет пластических свойств материала в рассмотренном диапазоне значений изгибающего момента практически не увеличивает вес оптимальной балки. Такой результат является следствием перераспределения материала по сечению - уменьшается толщина профиля и увеличивается высота стенки. Важной особенностью полученных оптимальных профилей является постоянство отношения ширины полки к высоте стенки (0,35...0,36) и коэффициентов устойчивости для стенки и полки во всем рассмотренном диапазоне параметра изгибающего момента в постановке задачи оптимизации для упругого материала.

Дослідження динамічної роботи металеві прогонової будови моста під впливом рухомого навантаження

Распопов О.С., Русу С.П., Артьомов В.Є.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The simulation of steel truss bridge span structure length 110 m and series of railway oil stock model 15-011 wagons consistent force vibration is described. The numerical solutions and experimental data were compared; sufficient convergence of the received results is shown.

Розглядаються сумісні вимушені коливання балкової прогонової будови мосту з наскрізними фермами розрахунковим прогоном 110,0 м та рухомого складу із серії цистерн моделі 15-011 для перевезення нафтопродуктів.

Для моделювання динамічної взаємодії системи «міст-поїзд» використовується програмний комплекс «Belinda», що реалізує диференціальні рівняння руху дискретних елементів у формі Ейлера-Лагранжа.

Для динамічного розрахунку обидві головні ферми прогонової будови були замінені еквівалентною балкою, що розділена на ділянки рівної довжини постійного перерізу. Моменти інерції були обрані таким чином, щоб максимальні вертикальні прогини еквівалентної балки та ферми прогонової будови співпадали при статичному завантаженні. Кожна ділянка балки моделюється твердим тілом з відповідними геометричними та інерційними характеристиками та може здійснювати, в загальному випадку, просторові поступальні та обертальні рухи. Тверді тіла пов'язані між собою пружними в'язями – стрижнями, які мають жорсткість вихідної конструкції балки. Така модель дозволяє описати просторові пружні коливання прогонової будови моста, використовуючи скінчене число вільностей. Припускається, що переміщення малі і матеріал балки приймається пружним (дійсний закон пружності Гука).

Для завдання просторової орієнтації дискретних елементів використовуються параметри Родрига-Гамильтона. Ці параметри не потребують обчислення тригонометричних та зворотних ним функцій, що покращує точність розрахунків.

Балкові елементи, які моделюють ферму, мають значну жорсткість, а відповідні диференціальні рівняння руху таких елементів відносять до так званих «жорстких систем», які потребують використання спеціальних методів для численного їх вирішення. Інтегрування диференціальних рівнянь Ейлера-Лагранжа звичайними чисельними методами Рунге-Кутта або Адамса приводить до завеликого часу інтегрування при автоматичному виборі кроку, або до неправильного рішення при постійному кроці інтегрування. Тому для численного вирішення цієї задачі застосовується модифікація стійкого методу інтегрування жорстких систем диференціальних рівнянь – метод Гіра з автоматичним вибором кроку інтегрування в залежності від стану жорстких змінних системи диференціальних рівнянь.

Рухоме навантаження приймається у вигляді групи зв'язаних зосереджених сил, які відповідають осьовому навантаженню двохосних цистерн моделі 15-011. Передбачається, що кожна з цистерн повністю завантажена нафтопродуктами та її маса рівномірно розподіляється на всі вісі. Розрахункові швидкості навантажень приймаються в діапазоні 60...90 км/год.

Представлений аналіз різноманітних силових та деформаційних факторів у взаємодіючій системі «міст-поїзд»: лінійні, кутові швидкості та переміщення центральних ділянок прогонової будови, частоти вимушених коливань, поздовжні зусилля та згинальні моменти в різних перерізах прогонової будови. За одержаними даними побудовані графіки досліджуваних параметрів у часі, а також фазові траєкторії для пов'язаних параметрів руху та швидкостей. Чисельні розв'язки порівнювалися з експериментальними даними, показана достатня збіжність одержаних результатів.

Исследование динамических качеств сочлененного вагона-платформы на математических моделях

Рудакова Е.А., Орлова А.М.
ФГУП НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

The paper describes the mathematical models of motion for articulated container flat wagon. Linear model was used for estimation of the eigenmodes and their damping, nonlinear one – for prediction of ride qualities, track forces and safety on straight track and in curves. Motion modes under the application of coupler compression forces are specially addressed.

Работа посвящена исследованию динамических качеств сочлененного сцепа двух 18 м вагонов-платформ с установкой съемного оборудования для перевозки трех 40-футовых контейнеров, разработанного ФГУП «НВЦ «Вагоны» по заказу ОАО «ТрансКонтейнер».

Исследование динамических качеств сочлененного вагона-платформы проводилось с использованием нелинейной и линеаризованной моделей движения.

Линейная модель движения сочлененного вагона-платформы, установленного на тележки модели 18-100, позволила скорректировать параметры сочленения и турникетных опор для центрального контейнера, оценить величину критической скорости, форму потери устойчивости и степень демпфирования основных форм колебаний при трех режимах загрузки вагона: до полной грузоподъемности, платформа, загруженная тремя порожними контейнерами, и порожняя платформа.

Созданная нелинейная модель движения сочлененного вагона-платформы, учитывающая особенности работы основных узлов трения тележки, узла сочленения и турникетных опор, позволила оценить величину показателей ходовых качеств и безопасности движения вагона на прямом и криволинейном участке пути.

Для оценки устойчивости от выжимания порожнего и загруженного порожними контейнерами сочлененного вагона-платформы в кривой, а также устойчивости от опрокидывания наружу и внутрь кривой при трех режимах загрузки с использованием динамической модели было разработана методика расчета, позволяющая оценить коэффициенты запаса для сочлененного сцепа.

Установлено, что в рассматриваемой конструкции вагона-платформы параметры сочленения оказывают влияние на критическую скорость. Формой потери устойчивости вагона-платформы с порожними и груженными вагонами является совместное синфазное влияние и боковая качка двух рам с установленными на них контейнерами, а порожнего – синфазное влияние двух рам. При этом нет формы колебаний подпрыгивания кузовов, но есть две формы галопирования. Установка упругих скользунов на крайние тележки может повысить устойчивость движения вагона-платформы с порожними контейнерами.

По результатам исследования были даны рекомендации по совершенствованию конструкции сочлененного вагона-платформы.

Визначення впливу рухомого складу на залишкові напруження рейкових плітей безстикової колії магнітним методом

Рибкін В.В., Арбузов М.А., Ковтун П.В.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The place of measurements is determined and the level of influence on magnetic properties of rail steel of such factors as tempering, cold-hardening and temperature is established for definition of stresses in long welded rails.

Головною ознакою роботи безстикової колії є наявність температурних напружень, до яких додаються і напруження від коліс рухомого складу. Температурно-напружений стан плітей повинен знаходитись під постійним надійним контролем.

За результатами порівняльного аналізу методів контролю напружень в рейкових плітях безстикової колії було встановлено, що магнітний метод являється найбільш необхідним, доцільним та перспективним.

Фірма Thyssen-Stahl, Германия, разом з університетом Магдебурга проводила дослідження поздовжніх залишкових напружень, що виникають під час виготовлення рейок. За результатами вимірювань було встановлено, що після проходження рейки по роликовій вирівнювальній машині залишкові напруження можуть складати 60 % границі текучості.

За дослідженнями проф. Г.М. Шахунянца поздовжні залишкові напруження в результаті роботи рейок в колії зростають, а на поверхні катання напруження розтягання переходять в напруження стискання, тобто найбільш динамічною зоною зміни поздовжніх залишкових напружень, яка може характеризувати сумарні поздовжні напруження по поперечному перетині, є поверхня катання голівки рейки. Ще однією причиною, через яку місцем контролю напружень повинна бути поверхня катання, є шершавість, яка впливає на розсіювання магнітного потоку. Так шершавість поверхні катання голівки рейки складає 2,5 мкм, в той час коли шершавість будь-якої іншої поверхні змінюється від 50 до 80 мкм.

Для з'ясування ступені впливу загартовування на магнітні властивості рейкової сталі та визначення її магнітних характеристик було вирізано зразки ($\varnothing 10$ мм, довжина 240 мм) з рейок «Азовсталі» та Нижньотатільського металургійного комбінату по 7 штук з кожної. Зразки №1, №2 та №3 вирізалися з глибини від поверхні катання не глибше за 14 мм (зона загартовування), потім оброблялися на токарному станку до діаметра 10 мм. Таким чином, вирізані зразки звільнялись від впливу залишкових напружень та наклепаного шару. Вирізані зразки №4, №5, №6 та №7 вільні від залишкових напружень. За результатами вимірювань було встановлено, що магнітна проникність незагартованої рейкової сталі в середньому складає 5,125, а загартованої 5,032, що менше на 1,8 %. Встановлено залежність магнітної проникності від температури металу рейки. Магнітна проникність на кожен 1°C змінюється на 0,17 %, що достатньо відчутно при повній амплітуді зміни температури. Для виявлення ступеню впливу наклепу металу було взято рейку з колії, відрізано її частину довжиною 200 мм. Зразок в печі пройшов режим відпускання напружень. Після чого на поверхню катання встановлювався магнітний датчик зі слабким магнітним полем вздовж та впоперек осі зразка. Такий підхід дав можливість виключити вплив залишкових напружень та не наклепаного металу. Результати вимірювань показують, що вплив наклепу складає 3% від середнього значення індуктивності системи датчик-рейка.

Таким чином, на магнітні властивості рейкової сталі впливають такі фактори як загартування, наклеп та температура. З усіх факторів температура являється найвпливовішою, найменше впливає загартування. Для того, щоб ліквідувати вплив перерахованих факторів необхідно використовувати безеталонну схему вимірювання напружень в рейках залізничної колії, що захищена деклараційним патентом № 7852. від 29.11.2004 Державного департаменту інтелектуальної власності.

Встановлення періодичності перевірок стану рейок засобами дефектоскопії

Рибкін В.В., Баль О.М.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україні

The technique to determine rails failure intensity is proposed. This technique allows setting a mathematical model of other failures development using new non-destructive test approaches. Piecemeal rails replacement is taken into account.

В умовах постійного нарощування обсягів й інтенсивності перевезень роль ефективного застосування сучасних засобів діагностики колії й її елементів для забезпечення безпеки руху поїздів істотно зростає.

Сьогодні можна сказати, колійний комплекс українських залізниць стоїть на шляху створення стрункої системи діагностики колії, що працює в автоматизованому режимі, та забезпечує оперативний контроль з метою запобігання аварійних ситуацій, розробки прогнозу відмов і об'єктивного планування колійних робіт. Основною ланкою даної системи повинні стати центри діагностики.

Вирішальним чинником при встановленні періодичності контролю рейок є поступовий перехід з урахуванням фактичного стану колії і прогнозуванням його на тривалий період. При цьому повинні бути більш широко впроваджені ультразвукові дефектоскопічні автомотриси і вагони-дефектоскопи зі сполученими ультразвуковим і магнітним методами контролю. А також необхідно переглянути норми періодичності контролю рейок засобами дефектоскопії при безумовному забезпеченні безпеки руху.

Діюча технологія контролю стану рейок основана на проведенні серії перевірок, мета яких є виявлення небезпечного дефекту до настання злому. Для визначення періодичності контролю стану рейок у різних експлуатаційних умовах було необхідно: знайти закон розподілу тривалості періоду між перевірками, розглядаючи цей період як випадкову величину, так як на виникнення і розвиток тріщин в рейках впливає багато факторів; встановити взаємозв'язок між числом перевірок у циклі контролю і фактичними відмовами гостродефектних рейок, що дозволить нормувати число перевірок на конкретній ділянці колії; встановити залежність між кількістю перевірок у циклі й імовірністю виявлення відповідними засобами дефектоскопії тріщини в металі на різних стадіях її розвитку; встановити залежність перевірки від періоду експлуатації і по сезонам року.

Оптимальне число перевірок у циклі повинне задовольняти умові виявлення тріщини на докритичній стадії її розвитку, що забезпечує гарантовану цілісність рейки до її вилучення з колії.

На основі розроблених моделей відмов рейок в колії нами були проведені розрахунки термінів періодичності контролю стану рейок для різних умов експлуатації. При цьому були застосовані моделі відмов рейок для дефектів контактно-втомленого характеру.

Проте, на сьогоднішній день ще недостатньо достовірних даних як по швидкості росту різних дефектів, так і по їх критичній величині. У той же час, інформація про кількість таких ушкоджень необхідна для регламентації проходу дефектоскопічних засобів і для обґрунтованого встановлення термінів планування профілактичних одиночних і суцільних замін рейок при подальшому їхньому використанні на мало діяльних ділянках колії.

Використання нових засобів дефектоскопії дозволить, на основі розробленої методики визначення інтенсивності відмов рейок, знайти математичні моделі розвитку інших дефектів в рейках, враховуючи їх поступову зміну. Узагальнене використання досліджень в області розвитку дефектів в рейках і їх критичних розмірів, в поєднанні з розробленою моделлю життєвого циклу рейок, дозволить визначити економічно-раціональну і безпечну періодичність контролю стану рейок в подальших дослідженнях.

Теоретические исследования контактного воздействия на рельс колес с различными профилями поверхности катания

Савчук О.М., Рейдемейстер А.Г., Савченко К.Б., Шикунев А.А.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The results of theoretical researches of contact co-operation of head of rail with the wheels of different types of rolling are resulted.

Проблема сверхнормативного износа гребней колесных пар грузовых вагонов продолжает оставаться одной из самых острых на сегодняшний день. Разработанные комплексные мероприятия по улучшению условий взаимодействия в системе колесо-рельс хотя и позволили несколько снизить темпы износов, однако они остаются на недопустимо высоком уровне не только для вагонного, но и для локомотивного парка.

Выход из строя рельсов по контактно-усталостным дефектам составляет немногим менее половины от общего количества выбракованных рельсов. Наиболее частым является выкрашивание в зоне выкружки и поверхности катания.

В рамках мероприятий по уменьшению износов гребней колесных пар и уменьшению возникновения контактно-усталостных дефектов рельсов, отраслевой научно-исследовательской лабораторией вагонов ДНУЖТ было исследовано контактное воздействие на головку рельса неконформного профиля (усл. названного «ДИИТ») и конформного профиля «МИНЕТЕК» (аналога ДметИ, который применяется на вагонах электропоездов и локомотивах). Оба профиля имеют одинаковые показатели по интенсивности износа гребня.

Для теоретических исследований были составлены специальные алгоритм и программа, основанные на совместном применении МКЭ и обобщенного метода сил. Сущность выбранного подхода состоит в том, что построенные по МКЭ пространственные модели колеса и отрезка рельса достаточно точно отражали особенности геометрии реальных тел. Эти модели совмещались, имитируя двухточечный контакт колеса с рельсом. В окрестности каждой точки контакта выделялись группы поверхностных узлов конечных элементов, которые могли бы потом оказаться на контактных пятнах или вблизи их. Разбивка на КЭ обоих тел выполнена так, чтобы образовывались пары контактирующих узлов.

Решение канонических уравнений метода сил выполнялось по специально разработанному алгоритму, отсеивающему исходные "узлы контакта", в которых результирующие усилия оказывались растягивающими. Физический смысл такой нелинейности заключается в исключении из контактного пятна тех пар узлов, которые после деформаций колеса и рельса не входят во взаимодействие между собой. В результате образуются форма и границы контактных пятен, определяются усилия между каждой парой контактирующих узлов моделей.

Оба профиля имеют двухточечный контакт с головкой рельса, однако характер нагруженности контактных пятен существенно отличается.

Результаты теоретических исследований были сопоставлены с экспериментом М.Ф. Вериги, проведенным на малом кольце ВНИИЖТа.

В результате обработки данных можно сделать вывод о том, что наибольшие контактные напряжения в зоне наружной выкружки возникают при воздействии колес, обточенных по профилю МИНЕТЕК (конформный). Неконформный профиль катания, разработанный и запатентованный специалистами ДИИТа оказывает меньшее контактное воздействие на внутреннюю выкружку головки рельса, что благоприятно отразится на его ресурсе.

Структурный синтез железнодорожных станций

Сафроненко А.А.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

Increase of speed and quality of designing of railway stations is possible by realization of a top-down principle of designing: from structure to the specific scheme of station. The first design step at such approach is designing structure of station. In this thesis necessity of statement and the decision of a structure synthesis problem of railway stations is considered.

Задачей проектирования является синтез работоспособной системы, отвечающей заданной функциональности. Синтез представляет собой проектную процедуру, целью которой является соединение различных элементов, свойств, сторон и тому подобное объекта в единое целое, систему. В результате синтеза создаются проектные решения, обладающие новым качеством относительно своих элементов.

Процесс синтеза является сложной задачей, в ходе выполнения которой выделяют ряд самостоятельных проектных стадий. Первой из таких стадий является структурный синтез, в ходе которого определяется структура проектируемой системы. Результатом структурного синтеза железнодорожной станции являются структурные схемы станции. Они отражают взаимное расположение станционных подсистем и множество существенных связей между ними. При этом структурные схемы станции должны отображать такие схемные решения, которые соответствуют заданной в техническом задании функциональности.

Стоит отметить, что до настоящего времени не существовало постановки задачи структурного синтеза станции. Вместо решения рассматриваемой задачи, нормами и правилами проектирования предлагается ряд типовых схем станций, которых следует придерживаться при проектировании. В условиях, когда применение предлагаемых нормами проектирования типовых схем станций затруднено или вообще невозможно, право на выбор структуры станции остается за проектировщиками, которые должны руководствоваться собственным пониманием технологии функционирования станции.

Необходимость структурного синтеза обусловлена возможностью проектирования квази-оптимальных схем станций за счет сравнения множества возможных схемных решений, каждое из которых не обременено субъективным опытом проектировщика. Возможность осуществления структурного синтеза железнодорожной станции определяется тем, что станция является системой, состоящей из конечного множества самостоятельных подсистем, в каждой из которых производится преобразование поездо- либо вагонопотока, связанных между собой маршрутами различного назначения.

Для реализации структурного синтеза, следует критически пересмотреть правила и нормы проектирования станций и произвести их декомпозицию для формализации процесса структурного синтеза. В ходе декомпозиции определяются множества проектных подсистем, из которых может состоять проект станции, и возможных маршрутов между ними (с условиями необходимости и приоритетом их реализации в проекте). Указанные множества являются исходными блоками для структурного синтеза станции и составляют базу данных структурного синтеза железнодорожных станций. Размерность базы данных непосредственно влияют на вариативность и успешность реализации задачи структурного синтеза.

Реализация структурного синтеза железнодорожных станций может послужить основой для формулировки единых рекомендаций по определению структуры всех типов станций. При этом нормы проектирования будут касаться лишь проектирования путевого развития и технического оснащения конкретных подсистем. На основании структурного синтеза представляется возможным не только проектировать новые станции, но и анализировать путевое развитие и осуществлять репроектирование существующих станций.

Прогнозирование рабочего парка грузовых вагонов

Сенько В.И., Гурский Е.П.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

In condition of exigence of recovery of the rolling stock in Republic Belarus, is bound basically with diligence parka, necessary taking the row of the priority measures for development to strategies of its renovation, in number which enters: estimation of the condition inventory parka freiht-cars on its amount and technical condition, as well as motivated scientific forecast in it necessary amount.

Кризисные явления в экономике в начале 1990-х годов привели к снижению объемов перевозок, в результате чего значительная часть парка грузовых вагонов оказалась невостребованной, закупки подвижного состава были практически остановлены, и, вместе с тем, происходило сокращение парка грузовых вагонов из-за окончания их срока службы. В условиях установившейся динамики увеличения объемов перевозочной работы стал проявляться дефицит отдельных видов подвижного состава. Это заставило специалистов обратить самое пристальное внимание к активной части производственных фондов: грузовым вагонам, средний срок службы которых на сегодняшний день составил 24 года, износ основных фондов составил 78,8 %, количество вагонов с истекшим нормативным сроком службы – 41,0 % от общего парка. Устареваящий в техническом отношении вагонный парк не позволит в перспективе обеспечить заявленный спрос на грузовые перевозки, что приведет к отказам клиентов от услуг железнодорожного транспорта, переходу на другие виды транспорта и, как результат, потере доходов Белорусской железной дороги. Управление активной частью производственных фондов – подвижным составом, а также формирование инвестиционной программы Белорусской железной дороги, эффективное решение других важных стратегических задач невозможно без научного обоснования рабочего парка вагонов.

Проведенный анализ исследований существующих методик расчета рабочего парка, показал ограниченную сферу их использования вследствие того, что применяемые модели не позволяют учесть многообразие и неопределенность влияющих на парк факторов, что приводит к значительным ошибкам при определении его перспективных значений и необоснованным затратам на содержание «лишнего» парка, а также к упущению прибыли от невыполненных объемов перевозок при «нехватке» вагонов. Поэтому предложено учитывать многофакторный, корреляционный характер формирования рабочего парка. Выполненные исследования позволили установить, что для получения прогноза по рабочим паркам с наименьшей ошибкой необходимо учитывать воздействие как внешних, так и внутренних факторов, определяющих его количественное состояние. В данной постановке задачи необходимо учесть влияние таких показателей, как грузооборот, участковая скорость, вес поезда, оборот, статическая нагрузка, среднесуточная производительность, простои под грузовой операцией и на технической станции и т. д. Наиболее полно в этом случае описывает процесс формирования парка вагонов корреляционно-регрессионная модель оптимальной сложности.

Для разработки прогнозной модели расчета рабочего парка применен комплексный подход, начиная с глубокой оценки технического состояния вагонного парка в Республике Беларусь, экспертной оценки и исследования факторов, влияющих на его формирование и заканчивая расчетом экономического эффекта от внедрения полученных результатов исследований, которые нашли практическое применение на Белорусской железной дороге и способствуют получению более точного прогноза рабочего парка с уменьшением ошибки в 2 раза, повышению эффективности использования грузового подвижного состава в перевозочном процессе на 10-12%, увеличению прибыли финансовых средств дороги от выполнения прогнозного объема работы на 6-8% без привлечения к перевозочному процессу грузовых вагонов других железных дорог СНГ.

Эффективные мероприятия повышения безопасности движения по состоянию буксовых узлов колёсных пар

Сенько В.И., Чернин И.Л.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

About new ways of the control of strength of mating of rings of bearings with necks of axes at realisation of thermal assemblage of joints with the secured tightness and estimations of magnitude of a tightness before the carried out joints.

Увеличения скоростей движения, веса и длины поездов на основе устаревшей техники и традиционных подходов к решению технических задач конструкторско – технологического характера по сборке–демонтажу и контролю прочности ответственных сборочных единиц ходовых частей железнодорожного подвижного состава неизбежно должно привести к снижению уровня безопасности движения. Одним из приоритетных направлений должно стать дальнейшее совершенствование роликовых буксовых узлов колёсных пар подвижного состава, разработка рекомендаций по исключению неблагоприятных последствий от проведенных ранее в жизнь технических мероприятий и используемых в практике известных инженерных решений. Применяемый в настоящее время в вагоностроении и в вагоноремонтном производстве контроль процесса сборки внутренних колец роликовых буксовых подшипников с шейками осей колёсных пар не обеспечивает надлежащего уровня их надёжности в эксплуатации. В данном направлении в отраслевой научно–исследовательской лаборатории «ТТОРЕПС» Бел ГУТ-а продолжают работы с целью повышению достоверности оценки исходной прочности формируемых соединений с гарантированным натягом роликовых буксовых узлов и осуществлению контроля работоспособности ранее сформированных соединений внутренних колец подшипников качения с шейками колёсных пар по уровню напряженно–деформированного состояния (НДС) деталей в зоне их контакта. Запатентован **«Способ контроля исходной прочности тепловой напрессовки кольца подшипника на шейке оси колёсной пары и устройство для его осуществления»** (Патент Республики Беларусь BY 7377 C1). Новизна, полезность и востребованность разработанных в лаборатории технических решений по рациональной конструкции устройств для осуществления указанного способа контроля тепловых напрессовок колец роликовых подшипников на шейки осей колёсных пар подтверждается полученными патентами на изобретения и полезные модели РБ и РФ (BY 7271 C1, BY 9347 C1, BY 1587 U, BY 1656 U, RU 2228830 C2, RU 2279647 C2).

Использование упомянутых устройств позволяет получать (фиксируя уровень измеряемых напряжений при упругом деформировании охватывающей детали от воздействия натяга в созданной напряжённой посадке) сохраняемый до следующего формирования буксового соединения с гарантированным натягом кольца подшипника с шейкой оси колёсной пары контрольный документ по аналогии с применяемыми на производстве диаграммами механической запрессовки колёсных пар подвижного состава.

По второму упомянутому выше направлению технической диагностики (проверке прочности сопряжения заранее сформированного соединения с гарантированным натягом) получено положительное решение на выдачу патента РФ на техническое решение, признанное изобретением, **«Способ неразрушающего контроля прочности напрессовки колец подшипников на шейке оси колёсной пары и устройство для его осуществления»**. В этом техническом решении используется возможность оценки НДС напрессованных на шейку оси рядом стоящих на ней двух внутренних колец роликовых буксовых подшипников, а следовательно и величин натягов в сопряжениях, с использованием гидрораспора в зоне контакта деталей соединений от высокого давления (40...50 Мп).

К вопросу пополнения рабочего парка платформ для перевозки лесных грузов

Сенько В.И., Чернин И.Л., Путятю А.В., Пигунов А.В.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

The done work on redesigning not claimed in conveyances on the railway of specialised coaches for replenishment of park of platforms under transportation of specific cargoes is presented.

Успешное решение задач по повышению грузооборота на железнодорожном транспорте требует обеспечения безопасной, безотказной работы его подвижного состава и достаточной обеспеченности специализированными вагонами располагаемого рабочего вагонного парка железных дорог. Для пополнения рабочего парка подвижного состава на Белорусской железной дороге на период до 2010 года предусмотрены значительные поставки новых вагонов. В условиях недостаточности средств для закупки новых специализированных вагонов для перевозки специфических для РБ грузов за пределами Белорусской железной дороги с целью обеспечения грузовых перевозок надлежащим подвижным составом представляются вполне приемлемыми принимаемые технические решения по переоборудованию имеющихся в наличии неиспользуемых специализированных вагонов грузового парка для обеспечения перевозки более востребованных в сложившихся условиях грузов. Это позволяет обеспечить перевозки по Республике, странам дальнего и ближнего зарубежья дополнительным подвижным составом, высвобожденным от ненужных внутренних перевозок, сократить частично потребности в затратах на приобретение новых специализированных вагонов, уменьшить необходимый объем новых закупок.

В этом аспекте рассматривается вопрос о целесообразности переконструирования невостребованных четырёхосных платформ для перевозки нефтебитума модели 17–494 постройки ДВЗ им. газеты. «Правда», изготовленных по техническим условиям ТУ 24.05.426–84. Платформа новой модели, созданная с использованием рамы базового битумного вагона, снабжена жёстко закреплёнными на ней несъёмными металлоконструкциями в виде усиленных торцовых стен и боковых вертикальных стоек, скреплённых между собой поперечно расположенной относительно рамы вагона соединительной опорной балкой.

При разработке вариантов эскизного проектирования проводилось сравнение получаемых прочностных характеристик по несущим элементам с показателями базовой конструкции, принимались технические решения, требующие наименьших материальных и трудовых затрат. Изготовлен опытный образец вагона-платформы для перевозки лесных грузов по техническим условиям ТУ ВУ 100003499.001-2008. Приёмо-сдаточные и сертификационные испытания опытного образца платформы проведены с участием представителей ФГУПС НВЦ «ВАГОНЫ» в Оршанском вагонном депо Белорусской железной дороги. Техническая документация на изготовления платформ-лесовозов согласована на заседании Комиссии Совета по железнодорожному транспорту полномочных специалистов вагонного хозяйства железнодорожных администраций (22-24 января 2008 г.): проект АЛВЯ 494.00.00.000 «Вагон-платформа для перевозки лесных грузов модели 17-494-01», разработчик – Бел ГУТ (ОНИЛ «ТТОРЕПС»), изготовитель – ВЧД Орша Белорусской железной дороги.

Данные вагоны предназначены для перевозки по железным дорогам колеи 1520 мм стран СНГ, Литвы, Латвии, Эстонии лесоматериалов длиной 2,0...13,2 м, Схемы погрузки предусматривают способы размещения круглых лесоматериалов длиной 2,0...2,1; 3,0...3,1; 4,0...4,1; 6,0...6,2 м в габарите 1-Т и составлены в соответствии с «Техническими условиями погрузки и крепления грузов в вагонах и контейнерах».

Математическое моделирование процесса упрочнения литых деталей грузового вагона методом пластической деформации

Сирин А.В., Карташев В.В.
УрГУПС, Екатеринбург, Россия

Clause is devoted development of a technique allowing to choose optimum modes of hardening of cast details, a method of plastic deformation.

Увеличение численности вагонного парка, скоростей движения грузовых поездов, грузоподъемности вагонов и интенсивности маневровых операций требует значительного повышения конструкционной прочности основных литых деталей грузового вагона – боковой рамы, наддрессорной балки, корпуса автосцепки и её центрирующей балочки. От их исправной работы зависит безопасность движения подвижного состава, эксплуатационные расходы железнодорожного транспорта на ремонт, замена вышедших раньше срока из строя деталей, ущерб из-за нарушения графика движения поездов.

В настоящее время одним из методов повышения прочности, выносливости и долговечности литых деталей является метод упруго-пластической деформации (УПД). Суть метода – создание в трещинно-опасных зонах литых деталей благоприятной эпюры остаточных напряжений, обратных по знаку напряжениям, возникающим от приложенной внешней нагрузки, что вызывает уменьшение по абсолютной величине результирующих напряжений в наиболее нагруженных зонах и повышение сопротивления усталости упрочненных деталей. Этот метод внедрен и активно применяется на железнодорожном транспорте.

Для придания литым упрочненным деталям заданных свойств необходимо точно и корректно задавать режимы упрочнения. Для этого необходима методика позволяющая произвести оценку свойств упрочненных деталей еще на стадии проектирования.

На данный момент оценка прочностных характеристик упрочненных деталей производится натурными испытаниями на гидравлическом прессе, где замеряются напряжения, при помощи установленных тензодатчиков, от нагружения, имитирующего эксплуатационное нагружение детали.

Предлагаемая методика основана на методе компьютерного моделирования и позволяет произвести уточненный расчет прочностных свойств упрочненной детали и подобрать оптимальный режим упрочнения. Процесс моделирования состоит из следующих этапов:

Создание модели точно описывающей геометрию реальной детали;

Создание конечно-элементной модели исследуемой детали;

Моделирование процесса упрочнения;

Приложение граничных условий расчетных нагрузок к упрочненной детали (в соответствии с нормами расчета на прочность);

Оценка напряженно-деформированного состояния упрочненной конструкции;

Анализ результатов и корректировка режима упрочнения.

Вышеописанная методика позволяет определить оптимальный режим упрочнения деталей без проведения их усталостных испытаний, что значительно снизит себестоимость внедрения УПД несущих элементов, для которых упрочнение пока не применяется.

Математическое моделирование нагрузок действующих на несущие элементы вагона в процессе торможения

Сирин А.В., Ляшенко С.Е.
УрГУПС, Екатеринбург, Россия

The report is devoted to development of a technique of an estimation of the loadings acting on bearing elements of the freight car, during braking.

Для создания надежных и оптимальных конструкций грузовых вагонов очень важной является правильная оценка нагруженности несущих элементов вагона. Существующие на данный момент расчетные схемы не учитывают перераспределение нагрузок на несущие элементы вагона при торможении.

При торможении, на грузовой вагон действуют две основные силы: сила инерции и суммарная сила трения между колесом и рельсом. Точки приложения этих сил расположены на разной высоте от уровня головки рельса и направлены в противоположные стороны. Следовательно, возникает момент, стремящийся повернуть кузов вагона в продольной вертикальной плоскости. В связи с этим сила вертикальной реакции в пятниках вагона будет различной. Причем, в первом по ходу пятнике сила будет больше во втором. Таким образом передняя по ходу тележка будет нагружаться, а задняя разгружаться.

Для учета перераспределения нагрузок требуется корректировка расчетных схем, применяемых для определения нагруженности несущих элементов грузового вагона.

Так как грузовой вагон является сложной динамической системой, то для решения данной задачи используется метод математического компьютерного моделирования. Процесс моделирования можно условно разделить на три этапа:

1. Моделирование работы тормозной рычажной передачи тележки грузового вагона и процесса торможения отдельно взятой колесной пары. Результатами моделирования являются зависимости тормозной силы, возникающей между колесом и рельсом от времени для всех режимов торможения.

2. Разработка уточненной динамической модели грузового вагона, позволяющей оценить величины вертикальных ускорений, с учетом воздействия на вагон неровностей пути. Моделирование торможения производится с использованием данных полученных на первом этапе. Результатами моделирования являются спектры вертикальных ускорений в литых деталях тележки.

3. Создание конечно-элементной модели литых деталей тележки грузового вагона, и оценка напряженно-деформированного состояния с приложением спектров ускорений полученных ранее в качестве нагрузок. Результатом моделирования является спектр напряжений, для трещиноопасных зон.

В результате моделирования подтверждено наличие неравномерного нагружения несущих элементов вагона в процессе торможения. Получены графики зависимости тормозной силы действующей на вагон от времени, спектры вертикальных ускорений действующих на несущие элементы вагона. По полученным данным произведена оценка напряженно-деформированного состояния литых деталей тележки, и спектры в местах концентрации напряжений. В дальнейшем полученные результаты предполагается использовать для оценки усталостной долговечности несущих элементов грузового вагона.

Средства пассивной защиты железнодорожных экипажей при аварийных ситуациях

Сирота С.А., Горобец Д.В., Клык Ю.А.
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

The analysis of modern tendencies of railway vehicle protection in emergency conditions was carried out. Primary means of railway vehicle protection were considered.

Современные тенденции мировой практики по повышению безопасности железнодорожного движения направлены на создание эффективных средств пассивной защиты экипажей при аварийных столкновениях поездов или наезде поезда на преграду. Основная задача такой защиты – превращение кинетической энергии удара в контролируемую работу деформаций определенных элементов или компонентов подвижного состава.

Для смягчения тяжести последствий инцидентов, защиты машиниста, пассажиров и поездной бригады предлагается лобовую и заднюю части локомотива оборудовать многоступенчатой системой средств энергопоглощения, которые последовательно разрушаются при ударе по заданному сценарию. Для пассивной защиты пассажирских вагонов в их торцевых частях предлагается создавать жертвенные зоны, интегрируемые в каркас кузова, и/или устанавливать на рамах кузовов вагонов специальные не являющиеся несущими сминаемые (жертвенные) элементы. Буфера вагонов предлагается снабжать дополнительными элементами, которые могут разрушаться или пластически деформироваться после закрытия буфера. В результате преднамеренного последовательного разрушения жертвенных конструкций должна быть поглощена основная часть кинетической энергии удара, уменьшены возникающие при ударе продольные силы и ускорения. При этом возможность возникновения сжимающих деформаций в зонах расположения пассажиров должна быть исключена либо сведена к минимуму. В качестве жертвенных конструкций используются: сотовые элементы; сминаемые полые профили; коробчатые конструкции; продавливаемые трубчатые структуры; стержневые перфорированные конструкции; устройства, содержащие срезаемые при ударе детали и др. Важным фактором повышения сопротивляемости разрушению подвижного состава является применение новых облегченных энергопоглощающих материалов. Целесообразно использование металлической (алюминиевой) пены либо сочетания алюминиевых конструкций со вспененными материалами, а также композиционных материалов, полимерных сотовых структур (сотопластов) и труб из усиленных волокнами синтетических материалов. Кроме того, благоприятной с точки зрения защиты является современная тенденция к облегчению конструкции кузова железнодорожного экипажа. В этом смысле перспективу использования имеют, например, высокопрочные нержавеющие стали, алюминиевые сплавы и полимеры, армированные стекловолокном. Одним из важных требований при создании пассивной защиты является разработка мер против напирания единиц подвижного состава друг на друга при столкновении.

Задача обеспечения защиты пассажирских вагонов особенно важна для Украины, поскольку в настоящее время создана и активно внедряется концепция организации скоростного железнодорожного движения, идет активный процесс евроинтеграции. В то же время отсутствует нормативная база, регламентирующая пассивную защиту экипажей в аварийных ситуациях, нет проработанных технических решений по защите от сверхнормативных воздействий. При разработке защитных конструкций должны быть учтены специфика эксплуатации и конструктивные особенности конкретного типа железнодорожного экипажа.

Моделювання роботи безстикової колії у поперечному напрямку під дією поздовжніх температурних сил

Сисин М.П., Набоченко О.С.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The method of continuous welded rail (CWR) track calculation is developed in the paper. The method allows carrying out calculations of CWR buckling in curves with radius less than 350 m.

Зараз гостро виникає проблема впровадження безстикової колії на залізобетонних шпалах у кривих малих радіусів до 350 м. Така проблема вимагає розробки якісно нових підходів та методик оцінки стійкості колії, а також оцінки ефективності пристроїв для підвищення стійкості колії проти викиду та встановлення необхідних умов її експлуатації. В основі існуючих методик розрахунку колії на стійкість лежить визначення критичної поздовжньої сили у рейках безстикової колії, ґрунтуючись на якій в подальшому робляться висновки про необхідні умови експлуатації та утримання колії. Існує декілька теоретичних підходів до визначення критичної поздовжньої сили, серед яких основними є енергетичні методи та методи моделювання колії як системи із пружних та пластичних елементів із різним ступенем деталізації. Для практичного визначення критичної поздовжньої сили у вітчизняній колійній науці використовуються загальноприйняті напівемпіричні методики авторів проф. Е. М. Бром-берга, проф. С.П. Першина, в основі яких лежать теоретичні енергетичні принципи та масові натурні випробування. Однак ці методики мають обмежене використання для випадку малих радіусів та різної зсувної здатності шпал. Так, методика проф. Е.М. Бромберга враховує різне значення радіусів без врахування поперечної стійкості, а методика проф. С.П. Першина не дає можливості врахувати криві з радіусами менше 400 м. Загальним недоліком усіх методів, в основі яких лежать енергетичні принципи, є те, що вони враховують лише два стани: нормальної роботи і викиду, що настає при перевищенні критичної сили. В дійсності ж у кривих малих радіусів втрата стійкості відбувається не так раптово, як у прямих. При збільшенні температурних сил відбуваються рівномірні поперечні деформації по усій кривій, що приводить до подовження пліті та швидкого послаблення поздовжньої сили. Для вирішення задач стійкості колії зарубіжними вченими використовуються моделі нелінійної роботи колії у поздовжньому та поперечному напрямку, в основі яких лежить метод кінцевих елементів. Такі методики покладені в основу багатьох програмних продуктів, що дозволяють виконати практичні інженерні розрахунки стійкості безстикової колії, серед яких поширенішим є CWERRI розробленого Європейським Залізничним Дослідним Інститутом (ERRI). Кафедрою колії ДПТУ розроблено модель нелінійної роботи безстикової колії у горизонтальній площині. Розроблена модель представлена балкою Ейлера на окремих опорах з білінійною пружністю, яка відображає пружну та пластичну роботу окремої шпали на зсув, починаючи з деякого значення зсувної сили. Параметри білінійної пружності підібрані так, щоб вона найкраще відповідала експериментальним значенням для зсуву шпали. Уся балка складається із системи двовимірних кінцевих елементів, між якими забезпечуються умови неперервності деформацій та їх похідних. Згинальна жорсткість балки відповідає горизонтальній жорсткості рейко-шпальної решітки як просторової конструкції. Поперечна сила на колію пропорційна поздовжній силі у пліті та кривизні рейок. У моделі ітераційним шляхом враховано пониження поздовжніх сил у пліті при її деформації, однак не враховується нерівномірний поздовжній зсув пліті. Окрім фізичної нелінійності враховується також геометрична нелінійність, яка суттєва при великих деформаціях викиду. Модель дозволяє, крім врахування впливу окремих шпал, відтворити перехідний процес від стійкого стану до викиду, що важливо для кривих малих радіусів. Така модель була використана для обґрунтування ефективності збільшення стійкості безстикової колії проти викиду за допомогою анкерування.

Анализ нагруженности элементов железнодорожных экипажей, оборудованных средствами пассивной защиты, при эксплуатационных и аварийных воздействиях

Соболевская М.Б., Сирота С.А., Хрущ И.К., Горобец Д.В.
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

A technique based on the synthesis of computer aided geometrical design and finite-element method is developed to study dynamic response. Stress-strain-state and stability of railway vehicle elements equipped by passive protection means at operation and at emergencies is determined.

Разработано методическое обеспечение для исследования динамической нагруженности, напряженно-деформированного состояния и устойчивости элементов конструкций пассажирских вагонов, оборудованных средствами пассивной защиты, при эксплуатационных и сверхнормативных воздействиях. В основу разработки положен синтез автоматизированного геометрического конструирования и конечно-элементного моделирования процесса деформирования элементов рассматриваемых экипажей с последующей обработкой созданных экспериментальных образцов защитных конструкций.

Основными этапами исследования являются: создание геометрической модели с помощью программных средств автоматизированного конструирования; импортирование геометрической модели через стандартный формат обмена данных в программу, представляющую собой многоцелевой пакет для решения сложных задач механики деформируемого тела с помощью МКЭ; создание конечно-элементной модели (выбор типов конечных элементов, типов материалов, разбиение модели на конечные элементы, задание граничных условий и нагрузок); выбор типа расчета, выполнение расчета, анализ результатов; разработка программы и проведение экспериментальных исследований элементов пассивной защиты при сверхнормативных нагрузках.

Разработаны новые математические модели для анализа напряженно-деформированного состояния и потери устойчивости элементов железнодорожных экипажей, в частности пассажирских вагонов, при эксплуатационных нагрузках и аварийных столкновениях с учетом целенаправленного контролируемого упругопластического деформирования элементов их пассивной защиты.

В соответствии с разработанным методическим обеспечением анализ динамической нагруженности и напряженно-деформированного состояния элементов рассматриваемых конструкций при эксплуатационных воздействиях выполняется путем статического расчета элементов конструкции при действии нормативных нагрузок или предварительно найденных максимальных динамических нагрузок. При сверхнормативных ударных воздействиях рассматривается задача потери устойчивости равновесия конструкции и решается динамическая задача исследования деформирования элементов конструкции с учетом физической и геометрической нелинейностей. Полученная в результате конечно-элементной дискретизации система дифференциальных уравнений движения достаточно большой размерности решается с помощью метода последовательных нагружений, основанного на сочетании численного интегрирования с итерационной корректировкой результатов после каждого шага по времени. На основе найденных в результате решения задачи временных функций перемещений и соответствующих им нагрузок строится диаграмма деформирования рассматриваемой конструкции, в частности элементов пассивной защиты.

Повышение эффективности торможения рельсового подвижного состава применением фрикционных С-С композитов

Старченко В.Н.
ВУНУ, Луганск, Украина

Results of experimental researches new carbon-carbon materials for brake devices of a rolling stock are resulted.

Дальнейшее развитие и совершенствование подвижного состава железных дорог в условиях непрерывного роста грузовых и пассажирских перевозок неразрывно связаны с повышением осевой мощности, увеличением скорости движения, весовой нормы и вместимости поездов, вследствие чего особую актуальность приобретает проблема эффективности тормозных систем и безопасности движения. Применяемые на скоростных поездах вихретоковая и магнитно-рельсовая тормозные системы, при работе которых не используются силы сцепления колёс с рельсами, не обеспечивают безусловной безопасности, как и электрическая система торможения при малых скоростях движения. Незаменимой остаётся механическая (фрикционная) тормозная система в виде колодочных и/или дисковых тормозов. Анализ опыта эксплуатации показывает, что чугунные, композиционные или металлокерамические тормозные колодки при скорости движения более 160 км/ч оказываются малоэффективными, вследствие снижения коэффициента трения у первых пропорционально усилию нажатия, а другие оказывают разрушающее термическое воздействие на поверхность катания колёс тормозных осей. Совокупное воздействие контактных, динамических и термических напряжений от взаимодействия с рельсами и тормозными колодками определяет реальную опасность повреждения ходовых колёс в виде изломов, ползунов, термических трещин, усталостного выкрашивания, износа и др. Вместе с тем, существенное повышение эффективности работы механических тормозных устройств рельсового подвижного состава и улучшение условий взаимодействия тормозных колодок с поверхностью катания колёс достигается применением принципиально новых фрикционных материалов в виде модифицированных С-С композитов, которые разработаны и изготовлены в лаборатории тормозных устройств университета совместно с Национальным научным центром «Харьковский физико-технический институт» и ОАО «ХК Лугансктепловоз». Фрикционные С-С композиты изготовлены на основе пироуглеродной матрицы с упрочняющими каркасами типа 2D, 3D, 4DL из углеродных волокон и металлической сетки с использованием термоградиентных газофазных способов уплотнения. В результате экспериментальных исследований тормозных колодок из модифицированных С-С композитов установлено, что эти фрикционные материалы обладают достаточными физико-механическими свойствами, высокой износостойкостью, не разрушают контактную поверхность контртела и обеспечивают практически стабильный коэффициент трения на уровне 0,35...0,55 при работе сопряжения в температурном диапазоне до 800°C, а величина коэффициента теплопроводности составляет 20...40 Вт/(м·К), что значительно выше, чем у серийных композиционных и металлокерамических 0,8...7,5 Вт/(м·К). Высокие теплофизические свойства позволяют значительно уменьшить температурную напряжённость в зоне контактного фрикционного сопряжения, при длительном торможении на 150...200°C.

Действительный тормозной путь (методика ПТР) пассажирского тепловоза ТЭП 150 при экстренном торможении на площадке с конструкционной скорости 160 км/ч при чугунных колодках составил почти вдвое больше, чем при серийных композиционных (766 м) и С-С композитных колодках (870 м). Максимальная температура поверхности катания колёс в процессе торможения составила соответственно 580, 850 и 610°C. Пробные поездки на одной секции тепловоза, в которой одна тележка имела серийные чугунные колодки, а вторая - колодки из С-С композитов, подтвердили результаты расчётов - тормозной путь при торможении колодками из нового материала в два раза меньше.

Исследование теплофизических параметров фрикционных С-С композитов для тормозных устройств транспортных средств

Старченко В.Н., Кузнецова М.Н.
ВУНУ, Луганск, Украина

The results of experimental research of coefficients of heat conductivity of new C-C composite are resulted

Известно, что основным источником теплообразования в процессе колодочного торможения является фрикционная пара тормозная колодка – поверхность катания обода колеса. Эффективность процесса торможения, надёжность и долговечность работы элементов этой пары трения во многом определяется тепловыми процессами, которые происходят в контактной зоне взаимодействия непосредственно на поверхности трения. Поскольку теоретическое определение теплопроводности многокомпонентных композитов представляется в настоящее время весьма затруднительным и главное – недостаточно достоверным, в связи со слабой изученностью механизма интегральной тепловой проводимости в среде – композите, для определения теплофизических показателей композитов использовались методы математического планирования экспериментов.

Для исследований на экспериментальной стендовой установке были изготовлены опытные образцы из С-С композитов трёх составов, в каждом из которых варьировалось массовое процентное содержание компонентов. Состав №1 характеризовался содержанием углеродных волокон, пироуглерода и сетки из медной проволоки, состав №2 отличался содержанием карбида бора, а состав №3 – содержанием бора аморфного. Используя матрицы планирования эксперимента и результаты испытаний, получены уравнения регрессии и установлены закономерности влияния компонентов и их массового содержания на величину коэффициента теплопроводности различных по составу С-С композитов.

Установлено, что композиты по составу №1 характеризуются обратной зависимостью коэффициента теплопроводности от температуры, а его величина при изменении указанных факторов влияния монотонно возрастала от 34,3 до 45,6 Вт/(м·К). Средний уровень коэффициента теплопроводности соответствующий середине температурного диапазона для реального теплового режима работы тормозных колодок составил 40 Вт/(м·К).

Теплофизические характеристики композитов по составу №2 менее благоприятны с точки зрения теплопроводности. Диапазон изменения коэффициента теплопроводности составил от 22 до 36 Вт/(м·К), при его среднетемпературном значении – 29 Вт/(м·К).

Результаты испытаний композитов по составу №3 свидетельствуют о наличии более интенсивной температурной зависимости этих материалов по сравнению с вариантами №1 и №2, что объясняется наличием аморфного бора и несколько повышенным содержанием пироуглерода. Так, при увеличении температуры от 403 до 773°К коэффициент теплопроводности уменьшился с 47 до 20 Вт/(м·К), в то же время для состава №1 от 36 до 22 Вт/(м·К). Такая повышенная термореактивность обуславливает достаточно высокое среднетемпературное значение коэффициента теплопроводности – 34 Вт/(м·К) при наименьшем минимальном значении для этого состава 20 Вт/(м·К). Эти композиты отличаются наиболее сложным механизмом тепловой проводимости среди испытанных вариантов.

Максимальная погрешность определения коэффициентов теплопроводности композитов не превышала $\pm 6,5\%$ при доверительной вероятности 0,95. Адекватность аппроксимирующих выражений, устанавливающих зависимость коэффициента теплопроводности от средней температуры материала и массового содержания компонентов, подтверждена проверкой по критерию Фишера.

Полученные результаты и установленные закономерности позволяют создавать новые фрикционные С-С композиты с заранее заданными теплофизическими свойствами.

Оценка предельной температуры хрупкости полиуретана для блоков скользунів ISB-12C и накладок на клинья

Стрижало¹ В.А., Ушкалов² В.Ф., Земцов¹ М.П., Родичев¹ Ю.М., Бодунов¹ В.Е.

¹ – ІПП НАНУ, ² – ІТМ НАНУ и НКА, Днепропетровск, Украины

The results of integrated study of polyurethane critical brittle temperature for slipper blocks ISB-12C used at the modern car truck constructions are discussed. The standard small polyurethane samples were tested under dynamic bending as well as the real polyurethane blocks were tested under the compression loading at the temperature range +20...-75°C. It was shown that brittle temperature for studied types of slipper polyurethane blocks remains below -75°C.

В доповіді обговорюються результати комплексного вивчення граничної температури хрупкості поліуретану для елементів компанії «А.Стаки», призначених для модернізації тележок вантажних вагонів країн СНГ і їх експлуатації в широкому діапазоні кліматических температур. Методика експериментального дослідження передбачувала оцінку граничної температури хрупкості поліуретану на малих зразках і деформаційних характеристик реальних поліуретанових блоків. Зразки – балочки, вирізані безпосередньо з реальних блоків скользунов, були випробувані при динамічному изгибі в інтервалі температур +20...-75°C. Спосіб випробувань ухилявся основні вимоги ГОСТ 16782-71 «Пластмаси. Метод визначення температури хрупкості при изгибі». Практична оцінка морозостійкості і робоспроможності блоків виконана в цьому ж температурному діапазоні при повторному навантаженні в умовах стиснення.

Вивчалось механічне поведінку конструктивних елементів з поліуретану: блоків скользунов ISB-12C двох марок, умовно позначених тип 1 і тип 2, а також накладок на клинья – тип 3. Робота виконана в відділі міцності матеріалів і елементів конструкцій при криогенних температурах Інститута проблем міцності ім. Г.С. Писаренко НАН України. Схема навантаження блоків скользунов вибиралась такою, щоб умови навантаження при випробуваннях відповідали реальним умовам їх навантаження в процесі експлуатації. Блоки скользунов випробувались в чугунному корпусі, в якому вони використовуються в реальній конструкції. Випробування проводились на випробувальній машині Instron-1126, оснащеної криостатом з нержавіючої сталі і спеціальними пристосуваннями для стискаючих навантажень не менше 250 кН. В час випробувань реєструвались діаграми навантаження.

Зразки - балочки випробувались на спеціально розробленому в відділі міцності конструкцій з хрупких матеріалів стенді для проведення ударних випробувань в відповідності з вимогами ГОСТ 16782-71. Стенд призначений для ударного навантаження зразків з поліуретану зі швидкістю до 2 м/с, шляхом скидання вантажу-пуансона з висоти, достатньої для їх повного вязкого деформування або хрупкого руйнування.

Для обох випробуваних типів поліуретанових блоків і прокладки записані діаграми деформування при температурі до -75°C. По результатам їх обробки побудовані залежності зміни жорсткості цих конструктивних елементів від температури при повторно-перемінному навантаженні в умовах стиснення.

Висновки. Пониження температури оказує суттєвий вплив на жорсткість елементів. Жорсткість блоків скользунов типу 1 збільшується в 58 раз, типу 2 в 15 раз, а накладки в 1,3 рази (при пониженні температури від кімнатної до -65°C).

Зразки з поліуретану типу 1 і 2 при ударному навантаженні в умовах изгибу не претерпели хрупкого руйнування в діапазоні температур від +15 до -65°C.

Исследование усталостной прочности рамы тележки электровоза ДСЗ методом конечно-элементного моделирования

Султан А.В., Товт Б.Н.
ДИИТ, Днепропетровск, Украина

The problems of strength of design elements of bogies frames of the locomotive DS3 is considered. The technical solution is proposed.

Развитие техники ставит новые задачи в области исследования работоспособности машин и их элементов. Повышение их надёжности и долговечности, являясь важнейшим фактором, определяющим конкурентоспособность изделий, связано с достоверным определением «опасных мест» конструкции. Наиболее эффективным широко используемым современным средством достижения рационально спроектированной с точки зрения прочности конструкции является использование метода конечных элементов (МКЭ). Как известно, на данный момент вообще не существует адекватной альтернативы МКЭ в технике в целом, в машиностроении в частности.

Во время эксплуатации электровозов ДСЗ неоднократно наблюдались срывы крепежа (головок болтов) кронштейна гасителей колебаний I ступени рессорного подвешивания на раме тележки. Помимо этого на электровозе ДСЗ-003 была обнаружена усталостная трещина выше указанного кронштейна. Подобная ситуация, скорее всего, связана с нештатной работой демпфирующих устройств.

В работе ставится задача оценки напряжённо-деформированного состояния (НДС) элемента рамы тележки в районе кронштейна гасителей колебаний. Также ставится научно-исследовательская задача оптимизации конструкции рамы в месте крепления кронштейна с целью повышения её усталостной прочности.

Для создания твердотельной модели использовалась CAD-система SolidWorks 2007. Моделирование статической пространственной задачи теории упругости выполнялось в пакете конечно-элементного моделирования COSMOSWorks 2006. Моделировалась как сетка конечных элементов без учёта локальных концентраторов напряжений, так и с их учётом.

При решении задачи применялся итерационный компактный алгоритм решения системы уравнений FFEPlus. Интерпретация результатов производилась по критерию Мизеса (von Mises) – критерию максимальных эквивалентных напряжений. По результатам исследования модели реально существующей конструкции было принято решение о необходимости её модернизации, аналогичном исследованию и сопоставлении полученных результатов.

Достоверность результатов, полученных в COSMOSWorks, учитывая то, что созданная твердотельная модель достаточно полно отражает свойства реальной конструкции, подтверждена мировым инженерным опытом, на который мы, безусловно, опираемся.

Как показали расчеты, предлагаемая модернизация позволяет снизить амплитуду напряжений цикла в зоне крепления кронштейна к боковине тележки на 30%. Также с учетом результатов натурных испытаний была проведена оценка усталостной прочности вышеуказанного узла, которая показала, что существующая конструкция не удовлетворяет соответствующим нормативным требованиям. В то же время, предлагаемая модернизация эту проблему решает.

Повышение экономических показателей тепловозов за счет использования электронных регуляторов дизелей

Тартаковский Е.Д., Агулов А.Ф., Фалендыш А.П., Басов А.В., Бондаренко Е.В.
УкрГАЗТ, Харьков, Украина

In the report ways of increase of economic parameters of diesel diesel engines due to use of electronic regulators and the analysis of their introduction on railways of Ukraine are considered.

Технико-экономические показатели тепловозного дизеля в значительной степени определяются качеством совместной работы систем топливо и воздухообеспечения. Совершенствование этих систем идет по двум основным направлениям: совершенствование существующих гидромеханических систем управления; создание систем управления на базе микропроцессорной техники.

В последнее время на тепловозах все более широкое распространение получают микропроцессорные системы управления (МСУ) как для управления передачей, так и для регулирования работы силовых установок. Работы по созданию МСУ работой дизеля проводятся практически во всех развитых странах по двум главным направлениям: модернизация существующих гидромеханических регуляторов на микропроцессорные при существующей топливной аппаратуре; внедрение микропроцессорных систем управляемого впрыска, которые способны обеспечить гибкое управление процессом топливо подачи по любому заданному закону. Первый путь является более быстрым и требует меньше вложений по сравнению со вторым направлением. Второй путь предполагает разработку и создание принципиально новых систем топливо подачи, требует времени и значительных средств на опытно-конструкторские разработки. Поэтому на некоторых дорогах Укрзализныцы работы ведутся по первому направлению. На тепловозах устанавливаются в рамках модернизации микро процессорные регуляторы Pegasos фирмы "Heinzman" (Германия), СУДМ-01 фирмы «ТОР» (Украина, г. Харьков), ЭРЧМ30Т2 заводов «Дизель-автоматика» (Россия, г. Саратов).

Исследования, проведенные нами на регуляторах СУДМ-01 на моторном стенде в эксплуатации показывают, что экономия эксплуатационного расхода топлива обеспечивается при соответствующей настройке микро процессорного регулятора под соответствующий тип дизеля за счет следующих факторов: а) повышенная статическая и динамическая точность регулирования по сравнению с гидромеханическим регулятором; б) работа дизеля в зоне наибольшей экономичности; в) возможность снижения минимальной частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Анализ показывает, что из трех факторов, влияющих на расход топлива, реализован во всех регуляторах в той или иной мере первый фактор. Второй фактор реализован частично, так как требует выявления зон наибольшей экономичности в зависимости от различных входных параметров и определения аппроксимирующих зависимостей, которые используются в алгоритмах управления. Кроме этого, необходимы динамические параметры дизеля каждого типа как объекта регулирования. Третий фактор в настоящее время не реализован вообще, так как требует проведения дополнительных научно-исследовательских работ. Кроме этого оказывает соответствующее влияние человеческий фактор (в первую очередь нежелание), отсутствие специалистов и ремонтной базы, а так же некачественная техническая документация (в первую очередь на регуляторы Pegasos).

Проведенные сравнительные эксплуатационные испытания регуляторов Pegasos, ЭРЧМ30Т2 и штатных на тепловозах 2ТЭ116 и ЧМЭЗ показали уменьшение расхода топлива в эксплуатации этими локомотивами от 0,7 до 7,5% в зависимости от типа и технического состояния локомотивов. Для принятия решения о выборе типа регулятора для модернизации тепловозов желательно произвести сравнительные испытания различных типов регуляторов в условиях, в которых локомотивы будут использоваться.

К вопросу устройства норм и допусков в содержании колесных пар и рельсовой колеи в части наклона 1/20

Татуревич¹ А.П., Татуревич¹ А.А., Евдомах¹ Г.В., Талоха² Е.И.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина;

² – ГП «Львівська залізниця», Львов, Украина

The analysis of change of norms of the maintenance of a way is resulted. It is offered to increase size rail cant up to 1/12 (instead of 1/20). Results of researches are resulted.

Известно, что взаимосвязь устройства рельсовой колеи и экипажной части подвижного состава, является главной проблемой, которая обуславливает, прежде всего, интенсивность износа пары “колесо-рельс”, а следовательно и безопасность движения поездов.

В последние годы в периодической печати настойчиво пропагандируется мысль о несовершенстве норм устройства и содержания рельсовой колеи и экипажной части подвижного состава в части нормативов наклона бандажей новых колес 1/20 и связанных с этим нормативов подуклонки рельсов 1/20.

В принципе, это действительно имеет место, поскольку геометрические параметры колёсной пары, остаются по-прежнему без существенных изменений. Вместе с тем, нормы устройства и допуски в содержании рельсовой колеи изменялись неоднократно.

Каждый пересмотр норм устройства и допусков в содержании рельсовой колеи и подвижного состава сопровождался многочисленными теоретическими и экспериментальными исследованиями взаимодействия пути и подвижного состава. Однако все исследования по данному вопросу базировались на многих особенностях проблемы, кроме основополагающей, а именно взаимосвязи устройства бандажей колесных пар с коничностью 1/20 и связанной с этим нормой устройства подуклонки рельсов 1/20. Именно из-за не системной увязки мер по снижению интенсивности износа колёс и рельсов, повышению безопасности движения поездов, снижению эксплуатационных расходов, не удаётся до сих пор достичь желаемых результатов.

На отечественных железных дорогах было множество предложений по форме контактирующих поверхностей колеса и рельса. Все они сводятся к главному, а именно, необходимо увеличить коничность поверхности катания колес, а следовательно, и величину подуклонки рельсов. Однако, ни одно из многочисленных предложений до настоящего времени не выполнено по причинам, как техническим, так и экономическим.

На основании проведенных исследований предлагается в первую очередь увеличить величину подуклонки рельсов до 1/12 (вместо 1/20), особенно на железобетонных шпалах, для чего заложить опытные участки для проверки в условиях эксплуатации.

Методика проведения комплексных испытаний подвижного состава для установления скоростей движения

Тихов М.С., Ромен Ю.С.
ФГУП ВНИИЖТ, Москва, Россия

Determination available vehicle speeds method based on force measurement (not on edge stresses which are main methodical impact parameter today) is offered. Mathematical modeling and using correlation between different track/vehicle interaction parameters is supposed for determination track strain condition.

Установление условий обращения подвижного состава по различным конструкциям железнодорожного пути основывается на информации о воздействии экипажа на путь и определении допускаемых скоростей движения по совокупности показателей взаимодействия подвижного состава и пути различной конструкции. Изменение условий эксплуатации в связи с развитием экономики – рост скоростей движения, увеличение длины и массы поездов, увеличение осевых нагрузок – требует совершенствования технических средств, что невозможно без проведения испытаний новой и модернизированной техники, и в частности, подвижного состава, что требует сравнения различных экипажей для выявления лучших с точки зрения воздействия на железнодорожный путь. В действующих нормативных документах и методиках установления условий обращения подвижного состава в настоящее время основным показателем воздействия на путь являются напряжения в кромках подошвы рельсов, по измерениям которых накоплен огромный экспериментальный материал за последние 50 лет. Однако, данный показатель в значительной мере утратил свою актуальность для конструкций пути с рельсами R65. Значительно более информативным является измерение сил, действующих в контакте колесо-рельс. Поэтому необходима разработка и внедрение эффективного метода определения напряженно-деформированного состояния пути для установления допускаемых скоростей движения подвижного состава на основе современных методов регистрации и обработки процессов взаимодействия пути и экипажа на участках большой протяженности. На основе анализа результатов значительного количества испытаний, в которых одновременно измерялись различные показатели воздействия на путь (напряжения в кромках подошвы рельсов, нагрузки на рельсы и на шпалы, а также перемещения рельсовых нитей) показана возможность определения различных показателей на основе измерения нагрузок на рельсы при значительном сокращении измерения остальных показателей. В этом случае, используя существующие измерительные системы, можно увеличить информативность испытаний за счет более подробного измерения нагрузок на рельсы. Силы взаимодействия определяются на всем участке с использованием динамических показателей, регистрируемых на экипаже, и их корреляционных связей с показателями воздействия на путь, которые определяются в отдельных сечениях на опытных участках небольшой протяженности по обоим рельсовым нитям. Возможность реализации данного подхода установлена рядом специально поставленных экспериментов. Разработанная и внедренная система автоматической регистрации и обработки экспериментальных данных на основе использования современной вычислительной техники позволяет производить экспресс-оценку достаточности количества заездов непосредственно во время испытаний на основе получаемой экспериментальной информации по воздействию экипажа на путь и корректировать необходимый объем опытных поездок непосредственно во время проведения испытаний. Использование в качестве основного показателя, определяемого экспериментально, нагрузок на рельсы, а не напряжений в кромках подошвы рельсов, позволяет расширить возможности математического моделирования для определения допускаемых скоростей движения подвижного состава и в дальнейшем отказаться от использования коэффициента f перехода от осевых напряжений к кромочным, который лишь опосредованно характеризует воздействие экипажа на путь.

Результаты работы по оценке остаточного ресурса и продлению срока службы вагонов Санкт-Петербургского метрополитена

Третьяков А.В., Борисов С.В., Пюненен В.Л.
ФГУП НВЦ «Вагоны», Санкт-Петербург, Россия

The paper reports the main results obtained by NVC "Vagony" in estimating the residual durability of St. Petersburg underground railcars in order to prolong their service life.

ФГУП НВЦ «Вагоны» аккредитовано в системе сертификации ГОСТ Р Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в качестве технически компетентного и независимого испытательного центра с правом выполнения работ по оценке остаточного ресурса с целью продления срока службы вагонов метрополитена.

Все проведенные работы основывались на разработанном расчетно–экспертно-статистическом (РЭС) методе управления индивидуальным ресурсом вагона в эксплуатации.

Алгоритм исследований, включающий программу и методику технического диагностирования вагонов метрополитена с целью продления срока их службы определяется разработанным и утвержденным Службой подвижного состава Петербургского метрополитена Положением.

В статье приведен результаты анализа технического состояния вагонов метрополитена, который позволил выявить основные зоны повреждаемости кузовов и рам – их коррозионный износ, трещины и деформации.

Для оценки влияния степени коррозионного износа на прочность конструкции были выполнены нормативные расчеты статической нагруженности кузова вагона метрополитена типа Е, Ем, на основе использования метода конечных элементов в программном комплексе ANSYS.

Экспериментальные исследования включали в себя разработку методики проведения испытаний и модернизацию испытательного оборудования, и натурные испытания, включающие проведение статических прочностных испытаний, испытаний на соударение, испытания по сбрасыванию с клиньев и, на заключительном этапе, для оценки напряженно-деформированного состояния элементов конструкции рамы с усилением хребтовой балки в зоне упоров автосцепки – повторные статические прочностные испытания.

По результатам проведенных исследований была разработана и внедрена во всех электродепо Петербурга конструкторско-технологическая документация по ремонту вагонов метрополитена типа Е и Ем с продлением срока их службы.

Сопоставление результатов выполненных теоретических исследований и проведенных экспериментальных исследований по оценке статической прочности вагона до и после выполнения ремонта позволило установить, что максимальное расхождение между ними не превышает: 18% – для продольной балки рамы, 10% – для хребтовой балки рамы.

Результаты данной работы позволили за период с 2003 по 2008 год продлить срок службы более 550 вагонам Петербургского метрополитена.

Диагностирование подвижного состава – комплексный подход

Тэттэр В.Ю., Щедрин В.И.
Омск, Россия

An analysis of the situation by diagnostic means use, proposals to improve diagnostic means effectiveness; new achievements in rolling stock diagnostic means are given in the presentation.

В процессе оснащения железнодорожных предприятий средствами технической диагностики (СТД) долгое время из виду упускалась проблема эффективности их работы. В последнее время эта проблема приобрела особенную остроту. Эффективность их использования в разных местах сильно отличается. Большую часть причин можно отнести к «человеческому фактору». Это кадровые и организационные проблемы, отсутствие в нужном объеме нормативно-технической документации. Разработчики и изготовители решают проблему повышения эффективности путем расширения функциональных возможностей СТД. Разработано и изготовлено уникальное по своим функциям СТД нового поколения – комплекс «Прогноз-3» – многофункциональная экспертная система диагностирования.

Новое в технических решениях: отсутствие в составе комплекса блока ПЭВМ; параллельный съем информации по четырем каналам; время диагностирования КМБ 4...5 мин.; работа при отрицательных температурах; возможность комплексной оценки технического состояния оборудования по его переходным характеристикам (раскрутки и выбега); прослушивание и запись вибросигналов; диагностирование электромагнитной системы электродвигателей; динамическая балансировка роторов в собственных опорах; быстрая настройка на любой тип подшипника и зубчатого зацепления.

Таким образом, в одном устройстве можно совместить функции нескольких СТД и получить комплексную оценку технического состояния узла в составе локомотива. Такой подход позволит существенно сократить номенклатуру используемых средств, время и затраты на диагностирование.

Электронно-аппаратная часть комплекса «Прогноз-3» состоит из двух основных частей: 1) плата съема и первичной обработки информации (имеет свой процессор); 2) одноплатный компьютер. Такая многопроцессорная структура позволяет с минимальными затратами создавать полноценное диагностическое оборудование различного назначения. Аппаратная часть является универсальной.

Программно-диагностический модуль. Новый модуль использует дополнительные диагностические признаки дефектов. Создан мощный аппарат анализа временного сигнала. Использование «истории» измерений позволяет оптимизировать внутренние параметры программы. Программное обеспечение приобрело свойства самообучения и адаптивности. Это позволяет заметно повысить достоверность диагностирования и делать более точный прогноз времени безаварийной работы.

Создается программный комплекс «Центр управления диагностикой» (ЦУД).

Функции Центра Управления Диагностикой: преобразование форматов, анализ и обработка баз данных с СТД; передача информации на разные уровни «системы контроля»; контроль качества работы операторов, работоспособности и эффективности СТД.

Связка "Прогноз-3" – программный комплекс «ЦУД» повысит эффективность работы СТД, позволит сократить их номенклатуру, что даст существенную экономию средств.

Открытая архитектура баз данных ЦУД и формат их передачи может послужить основой создания единого информационного пространства для работы всех СТД. Руководители разных уровней получают, наконец, возможность отслеживать эффективность работы СТД, регулярно анализировать состояние парка, оперативно принимать обоснованные решения.

**Определение допускаемых скоростей движения поездов по участкам пути,
отремонтированным с использованием динамических стабилизаторов пути
разных конструкций**

Уманов М.И., Цыганенко В.В., Рейдемейстер А.Г., Курган Д.Н., Гришечкин С.А.,
Сысын Н.П., Набоченко О.С., Ренгач Н.Г., Макаров Д.Б., Халипова² Н.В.

¹ – ДИИТ, Днепропетровск, Украина; ² – АМСУ, Днепропетровск, Украина

The degree of ballast layer tamping with dynamic stabilizers for different track structures as well as its influence at admissible train speeds on the track that was repaired with the machines are estimated in the paper.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДИИТ) в 2004...2007 гг. проводил теоретические и экспериментальные исследования по определению допускаемых скоростей движения поездов в прямых и кривых участках пути после их модернизации.

Анализ полученных результатов позволил сформулировать предложения по технологии выполнения модернизации пути на длительно закрытом перегоне.

Результаты экспериментальных исследований 2007 года показали, что стабилизация пути динамическими стабилизаторами конструкции австрийской фирмы «Пляссер и Тойрер» (DGS-62N) и российских фирм (ДСП) дает несколько отличающиеся результаты.

Так после пропуска графиковых поездов средние осадки пути, где стабилизация была выполнена стабилизатором типа ДСП, оказались на 15...20 % выше, чем на участке пути, где стабилизация была выполнена стабилизатором типа DGS-62.

Это наблюдалось как после одной, так и после двух или трех стабилизаций пути стабилизатором типа ДСП и свидетельствует о меньшей плотности щебня после работы стабилизатора типа ДСП по сравнению с работой стабилизатора типа DGS-62.

Однако, максимальные величины осадок пути после пропуска графиковых поездов оказались выше на участках, где работал стабилизатор типа DGS-62, по сравнению с участками пути, где работал стабилизатор типа ДСП. Это повышение достигало 15...25 %.

Таким образом, можно считать, что стабилизация пути динамическими стабилизаторами обоих типов дает примерно одинаковый результат, хотя плотность щебня на участках, где работал стабилизатор типа ДСП остается все же несколько меньшей по сравнению с участками работы стабилизатора типа DGS-62.

Результаты теоретических исследований по определению допускаемых скоростей движения поездов в кривых радиусом 500, 600, 800, 1000, 1500, 2000 м и в прямых при величине горизонтальной неровности 10 мм (что соответствует нормативным требованиям), показали следующее. После выполнения одной или двух стабилизаций пути стабилизаторами обоих рассматриваемых типов в прямых допускаемые скорости движения пассажирских поездов ограничиваются только конструктивной скоростью вагонов. Допускаемые скорости движения пассажирских поездов в кривых после стабилизации пути стабилизатором типа ДСП на 5...10 км/ч ниже, чем на участках пути, где стабилизация выполнялась стабилизатором типа DGS-62.

Это объясняется большей величиной вертикальных неровностей, возникающих на пути при пропуске графиковых поездов на участке после работы стабилизатора типа ДСП, чем после работы стабилизатора типа DGS-62.

Об измерении вертикальных сил при проведении ходовых динамических испытаний грузовых вагонов

Ушкалов¹ В.Ф., Кострица² С.А., Султан² А.В., Пасичник¹ С.С.,
Дзичковский² Е.М., Федоров² Е.Ф.

¹ – ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепрпетровск, Украина;

² – ДИИТ, Днепрпетровск, Украина

Being based on results of theoretical and experimental research, the new set of gauges for the measurement of vertical forces with reduced influence of horizontal forces is offered

Как показывает опыт проведения испытаний грузового подвижного состава по определению его динамических качеств, наибольшие трудности возникают при измерении вертикальных сил, особенно порожнего грузового подвижного состава. Эти измерения, как правило, осуществляется косвенно по деформациям боковин тележек при действии на них вертикальных и горизонтальных сил со стороны колесных пар. При этом основной проблемой измерения является исключение влияния продольных и поперечных сил на вертикальные.

Стандартная измерительная схема вертикальных сил не позволяет в достаточной степени исключить влияние поперечных и продольных сил, которые особенно сказываются при испытаниях порожних грузовых вагонов.

В данной работе предлагается измерительная схема вертикальных сил, позволяющая значительно снизить влияние выше указанных факторов.

Теоретические исследования влияния горизонтальных сил на измерения вертикальных сил и выбор мест наклейки датчиков описаны в журнале «Техническая механика» № 2 за 2004 г.

Затем предложенная схема измерения вертикальных сил апробировалась при проведении ходовых динамических испытаний хоппера-цементовоза, которые проводились ОНИЛ ДППС ДИИТ'а на Приднепровской железной дороге в июле – сентябре 2007 г.

На основании анализа результатов статистической обработки измеренных вертикальных и горизонтальных сил, а также полученных расчетным путем коэффициентов запаса устойчивости от опрокидывания можно сделать следующие выводы:

При измерении вертикальных сил в тележках грузовых вагонов с помощью стандартной измерительной схемы коэффициенты вертикальной динамики получаются завышенными, а коэффициенты запаса устойчивости вагона – заниженными. Особенно это проявляется при испытаниях порожних грузовых вагонов.

Измерение вертикальных сил с помощью предлагаемой измерительной схемы позволяет более достоверно оценивать динамические качества грузовых вагонов, а также делать более обоснованные заключения о допускаемых скоростях и безопасности движения грузового подвижного состава на железных дорогах стран СНГ.

Сравнение динамических показателей полувагонов нового поколения (нагрузка на ось 245 кН) с разными типами тележек

Ушкалов¹ В.Ф., Мокрий¹ Т.Ф., Малышева¹ И.Ю., Машенко¹ И.А.,
Заславский² Л.С., Радзиховский³ А.А., Paul S. Wike⁴

¹ – ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина;

² – ООО «София-Инвест», Киев, Украина,

³ – ОКБ ООО «София-Инвест», Кременчуг, Украина,

⁴ – «AmstedRail», Granite City, USA

Based on the results of theoretical studies of dynamic performance of gondola cars of new generation with increased up to 245 kN axial load an estimation of efficiency of use for their operation on railways of a track of 1520 mm of trucks of new constructions is given.

Увеличение объемов железнодорожных перевозок и повышение скоростей движения поездов требует совершенствования парка отечественных грузовых вагонов.

В работе приведены результаты теоретических исследований по оценке различных показателей динамических качеств полувагонов нового поколения с увеличенной (до 245 кН) нагрузкой от оси на рельсы, оборудованных тележками новых конструкций модели 18-4129 (Украина) и ICG Motion Control (США), которые разрабатывались для использования на железных дорогах колеи 1520 мм, и сопоставлению этих показателей с данными для типового полувагона с серийными тележками модели 18-100 (нагрузка от оси на рельсы 230 кН) и экспериментальными данными для полувагонов нового поколения с тележками модели 18-579 (Россия) в двух вариантах исполнения УВЗ-1 и УВЗ-2 (нагрузка от оси на рельсы 245 кН). Конструкции новых тележек отличаются от серийной тележки 18-100: они имеют усовершенствованные системы демпфирования колебаний в рессорном подвешивании, упругие скользуны постоянного контакта, адаптеры в буксовых узлах. Тележка модели 18-4129, кроме того, имеет рессорное подвешивание с билинейной характеристикой и диагональные связи между боковыми рамами.

Исследовалось движение вагонов по прямым участкам пути со скоростями до 140 км/ч, на кривой радиуса 650 м – до 120 км/ч, на кривой радиуса 300 м – до 80 км/ч. Расчетное входное возмущение построено с учетом записей путеизмерителя на отдельных участках железнодорожных путей Украины и состояния пути испытательного полигона России. Полагалось, что полувагоны оборудованы колесами со стандартным профилем обода: у неизношенных колес толщина гребня 33 мм, у среднеизношенных – 29 мм.

Показано, что по динамическим качествам полувагоны нового поколения с тележками моделей 18-4129 и ICG Motion Control имеют явное преимущество перед типовым полувагоном с тележками модели 18-100, а также полувагоном с тележками модели 18-579, особенно при высоких скоростях движения. Полувагоны с тележками моделей 18-4129 и ICG Motion Control могут эксплуатироваться на отечественных железных дорогах: на прямых участках пути со скоростями до 120 км/ч включительно, на круговых кривых радиусов 300 м и 650 м – со скоростями до 80 км/ч и 100 км/ч соответственно. При этом движение полувагонов будет устойчивым, и максимальные уровни показателей их динамических качеств по вертикали и по горизонтали на пути хорошего состояния не превысят допустимых значений для «хорошего» хода вагона. Однако при использовании полувагонов нового поколения с тележками ICG Motion Control необходимо принять меры по снижению износа стандартных колес, поскольку он несколько выше, чем у серийного полувагона, особенно в кривых малого радиуса.

Исследование влияния формы диска колеса на динамические показатели грузовых вагонов с модернизированными тележками

Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Малышева И.Ю., Пасичник С.С.
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

Based on the results of theoretical studies of effect of the disk form on a rigidity of a railway wheel in different directions and dynamic indexes of gondola cars with upgraded trucks the choice of the perspective disk form is made.

Цель исследования состояла в выборе формы диска для улучшения динамического взаимодействия железнодорожных экипажей и пути.

Для достижения этой цели решены следующие задачи:

– определены зависимости радиальной, осевой и изгибной жесткостей вагонных колес от формы диска;

– с использованием усовершенствованного программного обеспечения произведены расчеты движения полувагонов с модернизированными по технологии компании А. Стаки (США) тележками при разных условиях эксплуатации и по результатам этих расчетов сделан выбор формы дисков колес.

Рассмотрены три типа наиболее широко распространенных форм дисков колес: стандартный (конусообразный), тарельчатый и S-образный. С помощью метода конечных элементов выполнен расчет деформаций и напряжений компьютерных твердотельных моделей железнодорожных колес с разными формами дисков, возникающих при действии вертикальных и поперечных горизонтальных сил. По результатам расчетов произведен анализ зависимостей радиальной, осевой и изгибной жесткостей колес от формы дисков.

Усовершенствовано программное обеспечение, позволяющее прогнозировать динамические показатели экипажей при движении по пути произвольного очертания в плане, для возможности учета жесткости колес в разных направлениях. Реализованная уточненная математическая модель позволяет учитывать изменение угла поворота обода колеса относительно рельса в зависимости от формы диска колеса, положения пятен контакта на ободу и динамических усилий, действующих на колесо. С использованием этого программного обеспечения произведены расчеты движения полувагонов с модернизированными тележками, разными формами дисков колес и профилями ободьев при различных условиях эксплуатации: порожнее и груженое состояние, прямые и криволинейные участки пути с различной степенью отступления от норм содержания колес.

Установлено, что в порожнем состоянии вагонов деформации дисков колес незначительны, так как происходят при малых величинах нагрузок. Поэтому динамические качества порожних экипажей мало зависят от формы дисков колес.

Динамические качества груженых полувагонов могут существенно зависеть от формы дисков их колес. При ухудшении состояния пути влияние изменения формы диска проявляется в большей мере. Лучшие динамические показатели обладает экипаж с S-образными дисками колес.

Моделирование спектральных плотностей возмущений, действующих на железнодорожный экипаж со стороны пути различного состояния

Ушкалов В.Ф., Серебрянный И.А., Лапина Л.Г.
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

As a result of statements processing track measurement car were organized realizations of track-induced vertical and horizontal disturbances acting on vehicle. Were calculated spectral densities of such disturbances and appointed value area boundaries and averaged estimation of spectral densities of disturbances of different deviation scope from maintenance standards of rail track.

При теоретических исследованиях колебаний системы «железнодорожный экипаж – путь» динамические показатели экипажа в значительной мере зависят от возмущений, действующих на железнодорожный экипаж со стороны пути различного состояния. Одним из основных возмущающих факторов являются геометрические несовершенства рельсового пути. Такие несовершенства, как и многие другие возмущающие факторы, имеют случайный характер и значительный разброс характеристик.

Набор случайных кинематических возмущений, поступающих на колеса экипажа, может быть представлен в виде различных комбинаций вертикальных и горизонтальных составляющих. В данной работе в качестве составляющих используются вертикальные и горизонтальные отклонения рельсов под правым и левым колесами. Информация об этих отклонениях получена путем обработки записей вагона-путеизмерителя ЦНИИ-2, зарегистрированных в 2007 году на участке Пятихатки-Чаплино Приднепровской железной дороги. Для обработки использовано достаточно большое количество записей, при этом просадки рельсовых нитей (вертикальные неровности) имели отступления от норм содержания рельсовой колеи от первой до четвертой степени, отступления по направлениям в плане (горизонтальные неровности) – первой и второй степени. Формирование возмущений проводилось с учетом того, что записанные на ленте путеизмерителя показания в силу особенностей его измерительной системы отличаются от фактических неровностей пути. Фактические неровности определялись следующим образом: к оцифрованным записям путеизмерителя применялось прямое преобразование Фурье, полученные комплексные коэффициенты Фурье умножались на комплексную обратную амплитудно-частотную характеристику измерительной системы, и затем, с помощью обратного преобразования Фурье, вычислялись реализации неровностей.

Для всего множества полученных таким образом реализаций вертикальных и горизонтальных возмущений были определены оценки спектральной плотности как функции пространственной частоты. Вычисленные оценки спектральных плотностей сгруппированы в зависимости от степени отступлений исходных данных (записей путеизмерителя) от норм содержания рельсовой колеи. В каждой из этих групп значения оценок спектральной плотности имеют значительный разброс. Были определены верхние и нижние границы областей значений спектральной плотности возмущений различных степеней отступлений и подобраны аппроксимирующие их аналитические выражения. Кроме того, получены осредненные оценки спектральных плотностей возмущений различной степени отступлений и их аналитические выражения.

Построенные аналитические выражения спектральных плотностей могут быть использованы как типовые спектральные плотности вертикальных и горизонтальных неровностей пути заданной степени отступлений при численном решении задач динамики рельсовых экипажей в частотной области.

Влияние изменения профиля головки рельса на его взаимодействие с вагонными колесами

Ушкалов В.Ф., Серебрянный И.А., Подбельников И.В.
ИТМ НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина

Based on theoretical studies, rail profile evolution which makes it possible to substantially decrease the contact stresses in wheel/rail interaction is proposed.

Известно, что условия работы рельсов в кривых гораздо сложнее, чем в прямых участках пути, поскольку при движении по кривой на головку рельса могут действовать дополнительные центробежные усилия за счет набегания колеса передней по ходу движения колесной пары. Это приводит к усиленному износу боковой грани головки наружного рельса и развитию дефектов контактно-усталостного происхождения. С уменьшением радиуса кривой боковые силы возрастают, и дефекты в рельсах развиваются интенсивнее.

На железных дорогах СНГ массово применяются рельсы Р65. Эти рельсы хорошо работают на прямых участках пути. В кривых малого радиуса, при существующих осевых нагрузках и скоростях, эти рельсы подвержены интенсивному боковому износу.

В последнее время в Институте технической механики НАНУ и НКАУ ведутся исследования в области оптимизации профиля головки рельса. Была разработана серия новых форм головок рельсов для кривых, позволяющих снизить боковой износ. Одним из таких профилей является И23.

При выборе новой формы профиля головки рельса основными требованиями являлись обеспечение двухточечного контакта стандартного колеса с рельсом и снижение износа боковой поверхности головки рельса. В этом случае преобладающее воздействие от колес приходится на среднюю часть поверхности катания рельса и, по сравнению с одноточечным контактом, уровень контактного взаимодействия колес подвижного состава с зоной бокового закругления головки существенно ниже.

Профиль И23 имеет увеличенную, по сравнению со стандартным рельсом, выпуклость в верхней части рабочей поверхности, это позволяет уменьшить контактное взаимодействие колес подвижного состава с зоной бокового закругления головки вследствие рассредоточения (со смещением к центру головки) мест приложения вертикальных нагрузок.

С помощью метода конечных элементов (МКЭ) были проведены расчеты контактного взаимодействия стандартных колес с предлагаемым рельсом И23, а также, для сравнения, со стандартным рельсом Р65. В качестве расчетных нагрузок приняты вертикальная и боковая силы, полученные в результате численного решения дифференциальных уравнений движения железнодорожного экипажа по кривой радиусом 300 м со скоростью 60 км/ч.

В результате расчетов установлено, что при взаимодействии стандартного вагонного колеса с рельсом И23, в отличие от Р65, наибольшие эквивалентные напряжения распределены в центральной части головки рельса, при этом в районе касания гребня колеса их значения в 1,5-2 раза меньше. Соответственно применение рельсов с профилем головки И23 в кривых малого радиуса является более предпочтительным, чем с профилем Р65 как с точки зрения уменьшения бокового износа, так и с точки зрения эффективного предупреждения образования дефектов контактно-усталостного происхождения.

**Пакет прикладних програм для визначення характеристик
та системи обслуговування локомотивів для залізниць України**

Фалендиш А.П., Харламов П.О., Іванченко Д.А., Коваленко Д.М.
УкрДАЗТ, Харків, Україна

*Offered package of the applied programs for determination of the features and systems of
the service diesel locomotive for railways of the Ukraine*

Сучасні вимоги до надійності рухомого складу передбачають підтримання їх на відповідному рівні на протязі всього життєвого циклу. На практиці доказано, що доводити в експлуатації погано розроблену конструкцію рухомого складу, важко, довго й дорого. Тому на етапі проектування необхідно визначити раціональні параметри локомотиву та відповідну систему обслуговування та ремонту для забезпечення заданої його надійності з урахуванням умов експлуатації.

Для вирішення даної задачі було розглянуто можливість застосування адаптивної моделі системи ТОР для нових локомотивів з урахуванням фактичного стану та імовірнісного характеру факторів, що впливають на нього в експлуатації.

За основу приймається модель, яка враховує витрати на проведення основних видів огляду та ремонту, на усунення наслідків відмов, а також витрати на проведення моніторингу, технічної діагностики та інвестицій. В подальшому тепловоз надходить до експлуатації з міжремонтним циклом за раціональною системою технічного обслуговування та ремонту. Для визначення раціональних параметрів системи обслуговування та ремонту тепловозів на кафедрі "Експлуатація та ремонт рухомого складу" був розроблений пакет прикладних програм. Він складається з п'яти програм.

Перша програма призначена для статистичного аналізу показників роботи локомотивів в експлуатації.

Друга – для загальної оцінки надійності локомотива і його вузлів.

Третя програма призначена для визначення видів технічного обслуговування та ремонтів та їх раціональної кількості.

Четверта програма дозволяє визначити витрати на технічне обслуговування та ремонт за весь життєвий цикл з урахуванням виконавця кожного виду ремонту.

П'ята програма призначена для визначення оптимальної системи технічного обслуговування та ремонту, способу його виконання та виконавця з урахуванням конструкції локомотиву та регіону експлуатації.

Розробка прикладних програм виконується з використанням програм MathCad, MathLab, Statistica, MS Excel та дозволить підвищити надійність локомотивів та зменшити експлуатаційні витрати за рахунок зменшення непланових ремонтів, що буде досягнуто за рахунок визначення раціональної системи технічного обслуговування та ремонту.

Вирішення задач вибору раціональних швидкостей руху поїздів

Харлан В.І.

Львівська залізниця, Львів, Україна

The approach of rational motion speeds statement in dependence on objects conditions change is proposed. The problem is solved by the use of railway operation process modelling.

Питання усунення постійно діючих і тривалих обмежень швидкості руху є актуальними для багатьох ділянок Укрзалізниці. В ряді випадках вони можуть бути розглянуті як оптимізаційні задачі. Сформульована таким чином проблема вибору послідовності реконструкції ділянки з метою встановлення максимально допустимих швидкостей руху мала рішення в ряді наукових робіт. На сьогоднішній день потребує розв'язання задача у більш широкій постановці – визначення рівня раціональних швидкостей для всіх об'єктів, що складають ділянку, з розгляданням необхідності їх реконструкції і урахуванням зміни стану в часі в процесі експлуатації.

Для створення методики, щодо вирішення такої задачі, ділянку залізничної колії будемо представляти як множену об'єктів, де окремий об'єкт – це конструкція залізничної колії, рівень швидкості по якій обмежується одним конкретним фактором, наприклад, стрілочний перевід, ділянка хворого земляного полотна тощо. Для деяких об'єктів може бути необхідність встановлення обмеження й на мінімальну швидкість, наприклад, при русі в кривих ділянках колії з точки зору неперевищення від'ємного непогашеного прискорення.

При цьому кожен об'єкт характеризувався двома станами – швидкістю руху до і після можливої перебудови і відповідно вартістю такої операції. Якщо передбачати подальше утримання ділянки, що розглядається, у відповідності до встановлених швидкостей руху, то слід враховувати погіршення стану об'єктів з часом. Під станом об'єкта будемо розуміти імовірність безвідмовної роботи цього об'єкта в заданих умовах експлуатації.

В такому вигляді задачу можна вирішувати як оптимізаційну, де невідомими будуть значення швидкостей по кожному з об'єктів, а критерієм оптимізації – співвідношення між часом на рух поїзда і витратами на ремонти та подальше утримання об'єктів у відповідності до встановлених швидкостей.

Запропонована методика дає змогу визначити рівні швидкостей, які можуть бути встановлені на об'єктах ділянки такими, що будуть раціональними з точки зору накладених умов. Причому результат можна отримати у вигляді послідовності рішень і мати змогу вибору між варіантами з близькими характеристиками або керуючись менш важливими і неврахованими обмеженнями. Крім того, запропонована модель експлуатації залізничної ділянки може бути інструментом для розв'язання інших питань, що пов'язані з вирішенням оптимізаційних задач з урахуванням зміни стану у часі та відказу залізничних об'єктів.

On the Dynamics of European two-axle Railway Freight Wagons

Hoffmann M., True H.

Informatics and Mathematical Modelling The Danish Technical University Richard Petersens Plads
321 DK-2800 Lyngby Denmark

This presentation is a part of Mark Hoffmann's Ph.d. thesis. It describes the method of analysis of the dynamics of European two-axle freight wagons and discusses a few of the most important results of the calculations.

The standardized design of European two-axle freight wagons dates back to the 1890s. The basic design is a car body suspended on leaf springs by a system of links working as pendulums. The internationally approved suspension system for these vehicles is the UIC standard suspension. The design is cheap, simple and robust. Its performance is highly intricate due to dry friction damping and motion delimiters that may cause impacts, and it depends strongly on wear and climatic conditions. We present the method of numerical analysis of the non-smooth dynamic system through the use of a multibody model, developed specifically for this purpose. The modelling of the vehicle and the integration of the dynamic differential-algebraic system that describes its motion are far from trivial due to the complicated nature of the interacting forces. A couple of interesting bifurcation diagrams that display the complex dynamic behaviour of these wagons will be shown and briefly discussed.

The complete thesis can be downloaded from the web side:

http://www2.imm.dtu.dk/pubdb/views/publication_details.php?id=4853

Використання термоелектричних модулів у кондиціонерах повітря випарного типу

Христян Є.В., Титаренко І.В.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The type of evaporative air conditioners, their advantages and disadvantages are considered. Completed review decisions disadvantages of this type of air-conditioners, discussed possible solutions scheme. An additional module – thermoelectric cells block is present. A basic scheme, a mathematical model are developed, created experimental facility, a series of experiments are conducted.

В останні роки для кондиціонування повітря у обмежених об'ємах (кабіни локомотивів, купе пасажирських вагонів та ін.) почали застосовувати кондиціонери випарного типу. Такі кондиціонери прості конструктивно, не вимагають кваліфікованого обслуговування, екологічно нешкідливі, мають низьку споживану потужність, для їхнього виготовлення не потрібні дефіцитні матеріали. Але, не зважаючи на достатній шлях еволюції систем кондиціонування повітря випарного типу, їм все ще властиві деякі недоліки, а саме неможливість працювати в зимовий період та відсутність регулювання вологісного режиму, особливо при незначній різниці температур між повітрям, що знаходиться у кондиційованому приміщенні та атмосферним. Для вирішення цих проблем були запропоновані різні підходи, хоча усі вони зводились до створення комбінованих систем кондиціонування, наприклад, об'єднання випарного блоку та парокомпресійної машини в одному корпусі. Таке комбінування значно ускладнює обслуговування і експлуатацію кондиціонера, особливо на транспортних засобах.

Авторами було запропоновано встановити в якості додаткового модулю до кондиціонера повітря випарного типу блок термоелектричних елементів. Термоелектричні елементи дозволяють вирішити зазначені вище проблеми випарних кондиціонерів: можливість організації підігріву, що дозволить використовувати їх і в зимовий період для обігріву, досягнення значного охолодження повітря з різницею до 50-60 °С, що дозволяє, шляхом конденсації частини вологи з повітря, значно знизити відносну вологість повітря, яке подається в приміщення.

В ході роботи було розроблено принципову схему кондиціонера випарного типу з вибором місця розташування модуля термоелектричних елементів, складено математичну модель (особливістю якої є використання постійного числового коефіцієнта в формулі числа подібності Нусельта, який отримується з дослідних даних) та виготовлено макет лабораторної установки. Попередні дослідження виконанні на цій установці дозволили підтвердити ефективність роботи модулю термоелектричних елементів у складі кондиціонера випарного типу.

The Assessment of Rolling Surface State on Railway Vehicle Dynamics

Chudzikiewicz A., Drozdziel J., Sowinski B., Szulczyk A.

Warsaw University of Technology, Faculty of Transport Engineering, (Poland)

e-mail: bsa@it.pw.edu.pl

In real exploitation conditions of railway vehicle exist an interaction of wheels and rails with different state of wear. The wear of those surfaces influences also the geometric parameters of each wheel-rail pair. Followed by those are changes of contact forces between wheels and rails and changes in the dynamic behavior of a rail vehicle. To assess the vehicle dynamic behavior a series of simulations were performed in a wide range of traveling speeds.

The importance of track geometry for the studies of railway vehicles is inevitable. Geometric irregularities of a track such as alignment, cant or gauge, generate excitations in low frequencies of railway vehicle vibrations, commonly less than 30 Hz. This range of frequencies is responsible for dynamic behaviour of the vehicle on tangent track and for a good curving performance at medium or great values of curve radii, and at high speed. Also the rolling surfaces of the wheel and rail strongly influence the vehicle performance, so that the effects of profiles changes formed by wear should be considered in detail. It is common in a real track-vehicle system that there is co-operation between rail and wheel surfaces of different wear levels. The wear of these surfaces influences also on the geometric parameters of a kinematic pair of wheel and rail and produces changes of contact forces between wheels and rails in comparison to nominal dimensions.

This, in turn, can alter the safety and quality of a vehicle motion. The requirement to maintain a high level of safety makes it necessary to carry out systematic diagnostic examinations of the track geometry, particularly on tracks where the maximum speed may exceed 100 km/h and it is obvious that regular inspections of wheel and rail profiles are also crucial.

This paper presents some results of investigation that combine measured data (track irregularities, wheel and rail profiles) and wide range of simulation studies. The simulations were performed for a straight track and for a special section of track i.e. in the switch. The object under discussion was a passenger car with typical inertial and elastic damping parameters. Simulations were done for 400 m long sections and speed up to 240 km/h. Three track sections of different geometrical imperfections had been analysed, and next their statistical and frequency characteristics have been performed. For each track section, wheel and rail profiles of diverse wear ratio were used. The geometry of the wheel-rail contact in dependence on the wheel and rail wear ratio was especially interesting and was carefully investigated.

The experimental studies were performed on selected railway track sections. Measured track geometric irregularities were used as input data for the simulation tests. First of all, wheelset accelerations and wheel-rail contact forces were mainly analysed as vehicle dynamic response to those irregularities. The choice of them has a practical aspect, namely, they are often applied to verify simulation results. The analysis of obtained results was performed in time and frequency domain as well as statistically. This analysis allowed us to formulate some important features of railway vehicle dynamic behaviour in relation to wheel and rail profiles wear.

It means: Performed calculations for chosen track sections using of the worn wheel and rail profiles point out visible changes of wheelset accelerations and wheel-rail contact forces. The changes are relatively greater on the sections of poorer quality of track maintenance. One can say that wear of wheel profiles can significantly change wheel-rail forces level, specially on a track with good state of maintenance. The frequency characteristics remain very similar in the sense of spectrum peaks location.

Irregularities of the analyzed track sections cause changes of the vehicle response in a greater amount than the wheel or rail profiles wear.

Acknowledgement. The authors wish to acknowledge the financial support provided by the State Committee for Scientific Research (Project 4 T12C 006 30).

Анализ влияния различных факторов на динамические показатели грузового вагона при движении в прямых

Черкашин¹ Ю.М., Погорелов² Д.Ю., Симонов² В.А.

¹ – ФГУП ВНИЖТ МПС, Москва, Россия;

² – БГТУ, Брянск, Россия

The assessment of some main affects to the safety factors of a freight railway vehicle with respect to the derailment and lateral wheel/rail interaction are considered. Computer modeling is performed by means of the Universal Mechanism software with the use of sufficiently detailed models of a freight car with three piece bogie.

С помощью программного комплекса «Универсальный механизм» выполнялись численные эксперименты с моделью грузового полувагона с трехэлементными тележками типа 18-100. Опыты выполнялись по плану полного факторного эксперимента типа 2^k , где k – количество факторов. Рассматривались шесть факторов с двумя уровнями варьирования на каждом: 1) X_1 - износ колеса (новое; изношенное); 2) X_2 - износ рельса (новый; изношенный); 3) X_3 - дефект радиусов колес одной стороны (0; 1мм); 4) завышение клина (0; 6мм); 5) X_5 - ширина колеи (20; 24мм); 6) коэффициент трения колесо-рельс (0,25; 0,35).

При движении полувагона в груженом режиме оценивались следующие показатели (функции отклика): 1) удельная (на метр пути) суммарная по всем колесам работа сил трения в контактах на кругах катания; 2) удельная (на метр пути) суммарная по всем колесам работа сил трения в контактах на гребнях; 3) суммарная работа по п.п.1 и 2; 4) рамные силы; 5) боковые силы по отжатию рельса. В качестве функции отклика в порожнем режиме движения вагона рассматривался коэффициент устойчивости от вкатывания колеса на головку рельса. Все функции отклика получались путем свертки показателей на представительном множестве скоростей движения.

В результате были получены следующие основные выводы.

Наибольший вклад в увеличение износа кругов катания в прямых вносит геометрия профиля рельсов (вертикальный износ 1мм), на втором месте (уступая в 2,7 раза) – дефект радиусов (1мм) на третьем месте (уступая в 5,7 раза) износ профилей колес.

Наибольший вклад в снижение износа гребней вносит изменение геометрии профиля колеса из-за износа, на втором месте (уступая в 6,9 раза) уширение (на 4мм) колеи. Наибольший вклад в увеличение износа гребней (уступая наибольшему благоприятному эффекту в 2 раза) вносит дефект (1мм) радиусов, на втором месте изменение (на 0,1) коэффициента трения между колесом и рельсом.

Наибольший вклад в увеличение рамных сил вносит изменение профиля колеса из-за износа, на втором месте профиль рельса (уступая в 1,5 раза).

Наибольший вклад в увеличение боковых сил вносит изменение профиля рельса, на втором месте, уступая более чем вдвое, стоит изменение коэффициента трения.

Существенный влияние на показатели износа профилей колес оказывают эффекты взаимодействия факторов $X_1 \Leftrightarrow X_2$, $X_1 \Leftrightarrow X_3$, $X_1 \Leftrightarrow X_5$, $X_3 \Leftrightarrow X_5$.

Изменение профиля колеса из-за износа является фактором, наиболее благоприятно влияющим на устойчивость движения порожнего вагона, несмотря на увеличение при этом зазора в колее на 1мм.

Вторым по значимости фактором, но с отрицательным эффектом является увеличение коэффициента трения с 0,25 до 0,35.

Существенный влияние на показатель безопасности движения вагона оказывают эффекты взаимодействия факторов $X_1 \Leftrightarrow X_2$, $X_1 \Leftrightarrow X_6$, $X_3 \Leftrightarrow X_5$, $X_1 \Leftrightarrow X_3$.

Совершенствование контроля прочности напрессовки колец подшипников колёсных пар

Чернин И.Л., Гориченко С.Ф., Чернин Р.И.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

It is offered to use the new device developed in laboratory for monitoring of strength of matting of a thermal press fitting of rings of bearings.

Вопросы повышения надёжности прессовых соединений колёсных пар вагонов, изыскания эффективных конструктивных и технологических решений в этом направлении достаточно актуальны и востребованы в эксплуатационной и ремонтной практике. Ежегодно около 30% всех отцепок, связанных с состоянием буксового узла, происходят в первые шесть месяцев после ремонта. Контроль сборки по прочности сопряжения колец буксовых подшипников с шейками осей колёсных пар является составной частью технологического процесса содержания колёсных пар и представляет важную научно-техническую задачу. Проведенное исследование показало целесообразность осуществления выходного активного контроля прочности тепловой посадки внутреннего кольца подшипника на шейку оси колёсной пары по уровню напряжённо-деформированного состояния (НДС) охватывающей детали контролируемого соединения с использованием расчётно-экспериментального метода для установления величины контактного давления в зоне сопряжения по получаемым данным тензометрии.

В ОНИЛ «ТТОРЕПС» БелГУТ'а выполняются разработки по совершенствованию неразрушающего контроля сборки соединений с гарантированными натягом по прочности сопряжения деталей при изготовлении и ремонте колёсных пар вагонов. В производственных условиях проводились замеры по оценке прочности сопряжения контрольных напрессовок внутренних колец роликовых подшипников на шейки осей колёсных пар с использованием предлагаемого способа контроля. Полученные экспериментальные данные по фактическому уровню НДС буксовых внутренних подшипниковых колец значительно отличаются от величин замеряемых перед сборкой напряжённых соединений натягов.

Использовалось тензометрическое устройство для оценки прочности сопряжения формируемых соединений с натягом подшипниковых колец, признанное изобретением (патент Российской Федерации RU 2279647 C2). В предложенном нами устройстве измерительный элемент выполнен в виде двух соосно соединённых между собой на резьбе толстостенных колец с обратной конусностью на внутренних поверхностях последних, при этом вершины конусов расположены оппозитно по отношению к плоскости разъёма этих колец. На наружных цилиндрических поверхностях указанных колец наклеены тензорезисторы, соединённые в измерительный мост. Измерительный элемент устанавливают неподвижно (с незначительным натягом) на контролируемом кольце подшипника перед сборкой соединения при помощи разрезной тонкостенной закрепительной втулки, внутренняя поверхность которой цилиндрической формы, а наружная выполнена с противоположно направленными (в стороны торцов) конусными поверхностями контакта с толстостенными кольцами измерительного элемента (основания конусов в средней части втулки). Замеряют напряжения (балансировка каналов тензоаппаратуры при температуре производственного помещения). Нагревают кольцо подшипника вместе с закрепленным на нем измерительным устройством и устанавливают блок в сборе на шейку оси. После остывания полученного соединения до температуры помещения вновь измеряют напряжения в тензоэлементе устройства. По разности замеренных напряжений расчётным путем (с использованием ЭВМ или номограмм) по известным зависимостям теории упругости устанавливают величину фактического контактного давления в зоне сопряжения кольца подшипника с шейкой оси и величину полученного натяга в сформированном напряженно-деформированном соединении.

Распрессовка соединений колёсных пар с использованием гидрораспора от высокого давления масла

Чернин И.Л., Сенько Н.Г., Чернин Р.И.
БелГУТ, Гомель, Беларусь

The description of possibility of perfection of machine-assembling works with use of hydro-pressing-out and assemblage of joints with a tightness is presented at an oil high pressure.

Актуальными являются разработки, направленные на совершенствование процессов изготовления и ремонта подвижного состава, улучшение условий труда, ресурсосбережение. В Белорусском государственном университете транспорта разработаны технические решения (новизна и востребованность их подтверждается патентами на изобретения), посвящённые способам гидропрессовой сборки-демонтажа соединений с натягом и устройствам для их осуществления. Испытания по расформированию колёсных пар с использованием гидрораспора от давления рабочей жидкости (РЖ), проведённые в научно-исследовательском тепловозном институте (ВНИТИ), показали, что гидрораспрессовка с радиальным подводом масла через радиальные отверстия в ступице колеса (комбинированный способ демонтажа соединений) не исключает повреждений посадочных поверхностей осей при маслосъёме колёс. Давление гидросреды при маслосъёме должно быть достаточным для расширения втулки на величину усадки вала и поддержания потребной толщины масляного слоя между ними. Для инженерных расчётов по технологии демонтажа соединений с натягом в условиях торцового гидрораспора между поверхностями деталей приемлемо полученное приближенное теоретическое решение задачи по определению давления гидросреды в деформированном кольцевом сужающемся по длине сопряжения зазоре.

Создание высоких давлений при гидропрессовых работах усложняется вследствие возможных утечек РЖ в гидросистемах. Гидропрессование требует рационального решения вопросов, связанных с осуществлением надёжных уплотнений в подвижных соединениях элементов устройств для демонтажа соединений, работающих под высоким давлением. В БелГУТе разработано новое устройство для маслосъёма колёс с осей в виде дополнительной гидрофицированной головки к прессовому оборудованию для формирования колёсных пар, позволяющее упростить распрессовку соединений, повысить качество, надёжность и производительность процесса, расширить функциональные возможности предложенной конструкции. технологической оснастки (при изменении величины диаметра сопряжения). Ступицу колеса демонтируемого соединения закрепляют между подвижной траверсой используемого пресса и торцом корпуса рабочего цилиндра гидроголовки на уплотнительной прокладке между ними (возможно и иное торцовое уплотнение рабочего цилиндра) при помощи хода плунжера основного силового пресса (например, П-447). Заполняется замкнутый объём рабочего цилиндра со стороны наружного торца ступицы напрессованного на ось колеса РЖ и осуществляется выпрессовка этой оси в условиях гидрораспора при аксиальном перемещении поршень-штока устройства, неподвижно скреплённого с осью колёсной пары. Оформлена заявка на патент РБ по предполагаемому изобретению.

Для подачи жидкости под высоким давлением применяют объёмные гидронасосы плунжерного типа (внешние источники), системы мультипликаторов типа ТРВ-1000 и ТРВ-3000 (поршневые гидротрансформаторы) с рабочим давлением 100 и 300 МПа.

При гидропрессовой сборке-демонтаже внутренних колец буксовых подшипников роликовых колёсных пар вагонов величина потребного давления РЖ, подаваемой с торца сопряжения, составляет не более 50 МПа. В БелГУТе разработаны и запатентованы (например, ВУ 7609 С1) навесные малогабаритные гидрофицированные устройства для выполнения указанных работ при изготовлении и ремонте роликовых колёсных пар грузовых и пассажирских вагонов.

Гальмові випробування тепловоза ER20

Шатунов О.В., Савченко К.Б., Бабаєв А.М.
ДПТ, Дніпропетровськ, Україна

The basic indexes of the brake system of locomotive ER20 are certain on results stationary and working tests.

На замовлення залізниць Литви фірмою “Siemens” виготовлена дослідна партія шестивісних односекційних тепловозів ER20 вантаже - пасажирського типу для швидкостей руху до 120 км/год.

Локомотив обладнаний пневматичними прямодіючими неавтоматичним гальмами, прямодіючими автоматичними гальмами, електродинамічними та ручними гальмами. Дисковий фрикційний вузол змонтований на кожному колесі окремо. На кожному візку дві колісні пари обладнані ручними гальмами.

Стаціонарні випробування були проведені у локомотивному депо м. Радвілішкіс (Литва). Згідно з вимогами «Инструкции по техническому обслуживанию, ремонту и испытанию тормозного оборудования локомотивов и моторвагонного подвижного состава» № ЦТ-533 були визначені параметри роботи компресорної установки, живильної та гальмової магістралей, гальмових циліндрів на пасажирському та вантажному режимах гальмування. Керування гальмами за системою багатьох одиниць перевірялося у стаціонарних умовах з однотипним локомотивом.

Ефективність ручних гальм перевірялась на ухилі сортувальної горки 43 %.

Гальмові характеристики окремого локомотива визначалися під час ходових випробувань з реєстрацією швидкості руху, гальмової путі, тиску у гальмових циліндрах та часу їх наповнення. Окремо визначалися параметри спрацювання протиюзових пристроїв тепловоза.

Після попередньої обробки результатів стаціонарних та ходових випробувань локомотива були проведені дослідні поїздки з вантажними поїздами масою 4959 т, та 1477 т. на ділянці Радвілішкіс – Клайпеда. Також були виконані стаціонарні випробування пневматичних та електропневматичних гальм локомотива разом з пасажирським поїздом із 20 вагонів. Під час останніх дослідів визначалися параметри сумісної роботи гальм локомотива з гальмами вагонів.

За результатами випробувань можна зробити висновок про те, що гальмова система тепловоза ER20 відповідає основним вимогам нормативної документації, але режими керування гальмами поїзда бажано доопрацювати.

Upgrading of bogie 18-100 with radial arms

Scheffel¹ H., Kik¹ W., Markova² O.,

¹ – RSD Company, South Africa, ArgeCare, Germany,

² – Institute of Technical Mechanics, of NASU and NSAU, Ukraine

Рассматривается проблема использования радиальных рычагов, играющих роль межосевых связей в трехэлементной тележке типа 18-100. С помощью численного моделирования получены оптимальные значения параметров радиальных рычагов. Показано влияние профиля поверхности катания колеса и работы тормозных устройств на динамические качества тележки.

For many decades three-piece freight car bogies which are fitted with inter-axle linkages called cross-anchors have been used in South Africa. These bogies are self-steering which considerably reduces the rate of wheel wear. In order to improve the wheel life of 18.100 bogies consideration is being given to the conversion of these bogies to self-steering bogies. This can be achieved by the fitting of inter-axle linkages called radial arms which interface with the existing side frames by means of rubber shear pads. Extensive computer simulation has been conducted to determine the optimum suspension parameters for such converted bogies. In particular, the influence on the stability of freight cars fitted with such self-steering bogies, which results from the additional suspension elements such as the rubber shear pads, the radial arms and the bending stiffness device have been investigated. The ranges of permissible tolerances and clearances have been determined.

Of great importance for the optimal performance of the bogies is the selection of the correct wheel profile. In this connection two aspects have to receive particular attention, namely the effective conicity and the gauge clearance. To reduce the rate of wheel wear to a minimum it is essential that 'one point contact' between wheel and rail is maintained on straight and curved track.

Wheel wear is also caused by the brake blocks. Here it is important that the correct clearances are maintained between the brake blocks and the wheel tread and wheel flanges.

In the paper the influence of all the above parameters on the stability and curving ability of the self steering bogies as determined by the computer simulations will be discussed.

**Оценка коэффициентов концентрации напряжений
в элементах несущей конструкции, подверженной коррозионному износу**

Ягода Д.А.
ДІПТ, Дніпропетровськ, Україна

Theoretical research of corrosion influence on the strength of rolling stock construction elements was conducted, nomograms of the concentration coefficient according to corrosion parameters we made up.

В процессе эксплуатации подвижного состава элементы несущих конструкций испытывают силовое воздействие и подвергаются воздействию окружающей среды. С течением времени в этих конструкциях от силовых воздействий накапливаются усталостные (необратимые деформации, трещины), а от окружающей среды коррозионные повреждения (утонение металла, язвы, раковины). Появление таких повреждений приводит к изменению геометрии поверхности элементов и, как следствие, к появлению концентраторов напряжений. Исследование прочностных характеристик элементов конструкции при наличии в них концентраторов напряжений является актуальной задачей при имеющемся на сегодняшний день износе подвижного состава.

В работе приведен обзор литературы по исследованию прочности элементов с концентраторами напряжений и анализ приведенных в литературе соответствующих аналитических решений.

В качестве объекта теоретических исследований принималась хребтовая балка вагона, состоящая из двух швеллеров. Моделировались различные варианты местного коррозионного повреждения швеллера хребтовой балки вагона. В расчетных схемах рассматривались следующие типы повреждений: сквозное отверстие, цилиндрическая и конусная выемки. При проведении расчетов фрагменты несущих конструкций с коррозионными поверхностями представлялись в виде пластин.

Расчеты выполнены для пластины при различных значениях диаметра отверстия d , глубины h и угла проникновения 2α (α – угол между осью и образующей выемки). Рассмотрены различные варианты расположения нескольких повреждений на пластине.

В результате расчета получены распределения напряжений, оценены коэффициенты концентрации напряжений с учетом коррозионного повреждения и составлены таблицы их значений. Для наглядного изображения полученной информации построены номограммы коэффициентов концентрации.

Величина коэффициента концентрации будет учитываться при оценке текущего состояния несущих конструкций подвижного состава и определения объема требуемых ремонтно-восстановительных работ.

Динамические и вибропрочностные исследования тягового электродвигателя моторвагонного подвижного состава

Яцко¹ С.И., Карпенко² В.В., Ковалев² А.Е.

¹ – УкрГАЗТ, Харьков, Украина;

² – ГП завод «Электротяжмаш», Харьков, Украина

Values of first six own frequencies and forms of fluctuations of traction electric motor AD906 are received. Characteristics of the stress–deformed condition stator the electric motor are received at action of vibration in a range of frequencies from 10 up to 100 Hz. Results vibrating durability of tests of the electric motor are resulted. The recommendations providing normalized parameters of traction electric motors without case type are given.

Современное развитие силовых полупроводников и микросхемотехники позволяет осуществить практическое внедрение перспективных тяговых электропередач, для которых характерно блочное построение и высокие удельные показатели как отдельных составляющих, так и всей системы в целом. В настоящее время в развитии данного направления все более широкое распространение находят электропередачи с асинхронными тяговыми двигателями. Применение асинхронных тяговых двигателей на моторвагонном подвижном составе позволяет существенно улучшить характеристики, как ходовой части, так и состава в целом. Как известно, эффект достигается за счет лучших удельных показателей в том числе и тягового двигателя.

Перспективным направлением является применение асинхронных тяговых двигателей бескорпусного исполнения. К двигателям такого типа относятся тяговые электродвигатели производства ГП завод «Электротяжмаш» – АД906 (дизель–поезд ДЭЛ–02), АД914 (грузопассажирский электровоз ДС3) и др.

Наличие существенных конструктивных отличий бескорпусных тяговых электродвигателей в сочетании с установкой на них различных датчиков (частоты вращения, термодатчик, вибропреобразователь) требует к себе при проектировании повышенного внимания, в первую очередь, в связи с жесткими механическими условиями эксплуатации. Важность проблемы подтверждается данными эксплуатации, согласно которым до 50% отказов тяговых электродвигателей происходит по механическим причинам.

Цель данной работы является обеспечение вибрационной надежности тягового электродвигателя путем проведения динамических и прочностных расчетов, экспериментальной оценки собственного вибросостояния и вибропрочности двигателя.

В работе рассматривается методология решения поставленной задачи на основе проведения динамических расчетов на базе созданной конечно–элементной модели и экспериментальных исследований. Получены расчетные значения первых шести собственных частот и соответствующих им форм колебаний тягового электродвигателя АД906, а также характеристики напряженно–деформированного состояния статора электродвигателя при действии на него объемной вибрации в диапазоне частот от 10 до 100 Гц. Приведены основные результаты вибропрочностных испытаний электродвигателя. Даны рекомендации по обеспечению нормируемых параметров тяговых электродвигателей бескорпусного исполнения.

Алфавитный указатель

C

Chudzikiewicz A. 167

D

Drozdziel J. 167

H

Hoffmann M. 165

J

Jan Bartak. 28

K

Kik W. 172

M

Manashkin A. 102

Markova O. 172

Michael Schwerdtfeger 28

P

Paul S. Wike. 50, 159

Pismenniy Ye. 102

S

Scheffel H. 172

Sowinski B. 167

Szulczyk A. 167

T

True H. 165

Z

Zhyzhko V. 102

A

Агулов А.Ф. 152

Александров М.Д. 20

Альжанов Б.Б. 21

Андрющенко Н.Л. 45

Анофриев В.Г. 128

Антипин Д.Я. 70

Арбузов М.А. 113, 136

Арсонов В.В. 74

Артамонов Е.И. 22, 118

Артемчук В.В. 23

Б

Баб'як М.О. 25

Бабаев А.М. 24

Бабаев А.М. 171

Бабакова О.В. 31

Балцкарс П.Я. 97

Баль О.М. 137

Барбас И.Г. 26, 27

Басов А.В. 152

Белогуб В.В. 129

Березин В.В. 49

Блохин Е.П. 29, 30, 31, 32, 33, 34, 76, 131

Бобылькова Е.А. 35

Богомаз Г.И. 47, 131

Богомаз Е.Г. 36

Боднар Б.С. 37

Боднар С.Б. 38

Боднарь Б.Е. 39

Бодунов В.Е. 150

Бойко П.П. 26

Болдырев А.П. 68

Бондарев А.М. 29, 40, 41

Бондаренко Е.В. 152

Бондаренко I.O. 42

Борисов С.В. 155

Бороненко Ю.П. 43

Брынза А.А. 44

Бубнов В.М. 45, 46, 47, 108

Буров В.С. 48

Бурылов С.В. 60

Буряк А.А. 60

Быков В.А. 49

В

Варава В.И. 93, 94, 95, 96

Ведмедева Я.В. 64

Вучетич И.И. 97

Г

Гарипов Д.С. 51

Гаркави Н.Я. 110

Гаркави Н.Я. 30, 34, 41, 52, 78, 121

Глухов В.В. 30, 31

Гориченко С.Ф. 53, 169

Городец В.Л. 29, 41, 54

Городец Д.В. 36, 145, 147

Грановская Н.И. 77, 78

Грановский Р.Б. 34, 41, 76, 77, 78, 110

Гричаный Н.А.	128
Гришечкин С.А.	157
Гришечкін С.А.	112
Губа Т.Л.	59
Губар О.В.	113
Гуров А.М.	68
Гурский Е.П.	140
Гутниченко А.А.	66

Д

Давидович В.В.	55, 56
Дайлидка С.	57, 80, 110
Даниленко Д.В.	58
Даныш П.Д.	24
Даценко В.Н.	27
Дверников В.В.	70
Дедаева Т.И.	128
Демин К.П.	58
Дзензерский В.А.	59, 60
Дзензерский Д.В.	60
Дзичковский Е.М.	27, 158
Дмитрусенко Н.С.	75
Донской А.Л.	61

Е

Евдомах Г.В.	30, 153
Ефимов В.П.	62

Ж

Жарова Е.А.	20, 63
Железнов К.И.	30, 31

З

Заболотный А.Н.	41
Зайцев В.А.	29
Зайцева Л.В.	116
Заславский Л.С.	159
Заяц М.А.	87, 88
Земцов М.П.	150

И

Ищенко В.А.	64
-------------	----

І

Іванченко Д.А.	163
----------------	-----

К

Капіца М.І.	65
Карпенко В.В.	66, 67, 174
Карташев В.В.	143
Касян-Шайнський С.М.	48
Кеглин Б.Г.	68

Келлер А.	69
Клименко И.В.	34, 76, 77, 78, 111, 121
Клоков А.В.	97
Клык Ю.А.	145
Кобищанов В.В.	70
Ковалев А.Е.	66, 174
Коваленко Д.М.	163
Ковтун Е.Н.	71
Ковтун П.В.	136
Коломникова О.С.	72
Корженевич І.П.	73, 74, 88
Корниенко В.В.	32
Корольков Е.П.	75
Коротенко М.Л.	33, 34, 76, 77, 78
Коссов В.С.	49, 79, 104
Кострица С.А.	34, 80, 81, 158
Кострица С.А.	82
Кравец В.В.	83
Кравец Т.В.	83
Красильников В.Н.	39
Красильников ² М.В.	39
Красюков Н.Ф.	85, 104
Кривчиков А.Е.	27
Кудюров Л.В.	51
Кузин С.Н.	84
Кузнецова М.Н.	149
Кузнецова Т.И.	59
Кузьмин А.Б.	85
Куліченко А.Я.	86
Курган Д.М.	42
Курган Д.Н.	157
Курган М.Б.	87, 88, 89, 90

Л

Лавренко Д.Т.	108
Лапина Л.Г.	161
Лашко А.Д.	33, 91
Левинзон А.М.	92
Левит Г.М.	93, 94, 95, 96
Лесничий В.Н.	60
Лесничий В.С.	118, 119
Лоза П.А.	31
Луценко І.С.	55, 56
Ляпшин К.Н.	97
Ляшенко С.Е.	144

М

Макаров Д.Б.	157
Малый В.В.	71
Малышева И.Ю.	159, 160
Мамонтов С.В.	93, 94, 95, 96
Манашкин Л.А.	98, 100
Маркова О.М.	71, 190
Мартишевський М.І.	55, 56, 103
Махутов Н.А.	104
Машенко И.А.	159
Мельничук В.О.	105
Мигур В.В.	36
Мисюра А.А.	27
Михайленко В.М.	30
Михайлов В.С.	111
Мищенко А.А.	107
Мойсенко К.В.	89, 106
Мокрий Т.Ф.	159, 160

Мурадян Л.А. 107
Мямлин С.В. 45, 46, 80, 98, 100, 108, 110, 111, 125, 127

Н

Набоченко О.С. 112, 113, 146, 157
Настечик М.П. 113
Науменко Н.Е. 47, 131
Недбайло В.Н. 114
Недужа Л.О. 48
Неклюдов А.А. 115
Никитченко А.А. 47
Новогрудский Л.С. 116

О

Оганьян Э.С. 104
Оправхата М.Я. 116
Орлова А.М. 117, 118, 119, 135
Очкасов О.Б. 37

П

Павлюков А.Э. 115
Панасенко В.Я. 76, 111, 120, 121
Пасичник С.С. 91, 122, 158, 160
Патласов А.М. 123
Петерин А.П. 44
Пигунов А.В. 142
Пилипенко С.В. 29
Погорелов Д.Ю. 79, 168
Подлубный В.Ю. 127
Подбельников И.В. 122, 162
Поляков В.А. 124
Приходько В.И. 125, 127
Приходько М.В. 46
Протопопов А.Л. 85
Пулария А.Л. 128
Пуято А.В. 129, 130, 142
Пшинько А.Н. 32, 131
Пшинько О.М. 105
Пюнненен В.Л. 132, 155

Р

Радзиховский А.А. 159
Радченко Н.А. 59
Ракша С.В. 133
Рейдемейстер А.Г. 138, 157
Ренгач Н.Г. 157
Рибкін В.В. 136, 137
Родичев Ю.М. 150
Ромен Ю.С. 92, 154
Рудакова Е.А. 135
Рухлов И.В. 122

С

Савченко К.Б. 138, 171
Савчук О.М. 105, 138
Сафроненко А.А. 139
Сбитнев В.И. 67

Сенченко Т.А. 89
Сенько В.И. 140, 141, 142
Сенько Н.Г. 170
Серебрянный И.А. 161, 162
Симонов В.А. 79, 168
Сиренко М.В. 60
Сирин А.В. 143, 144
Сирота С.А. 145, 147
Сисин М.П. 112, 113, 146
Скалозуб В.В. 32
Скосарь В.Ю. 60
Соболевская М.Б. 147
Старченко В.Н. 148, 149
Стрижало В.А. 150
Султан А.В. 80, 81, 151, 158
Сысын Н.П. 157

Т

Талоха Е.И. 153
Тартаковский Е.Д. 152
Татуревич А.А. 153
Татуревич А.П. 153
Титаренко І.В. 166
Тихов М.С. 92, 154
Товт Б.Н. 151
Токмаков В.А. 55, 56
Торопов Б.І. 73, 74
Третьяков А.В. 132, 155
Тэттэр В.Ю. 156

У

Уманов М.И. 157
Уманов М.І. 112
Урсуляк Л.В. 31
Ушкалов В.Ф. 91, 150, 158, 159, 160, 161, 162

Ф

Фалендиш А.П. 163
Фалендыш А.П. 152
Фатьков Э.А. 68
Федоров В.В. 51, 114
Федоров Е.Ф. 6, 27, 34, 41, 76, 77, 78, 110, 158
Филоненко Л.А. 59

Х

Халипова Н.В. 157
Харитонов Б.В. 119
Харламов П.О. 163
Харлан В.І. 164
Харченко А.В. 83
Хачапуридзе Н.М. 59, 124
Хижа И.Ю. 47
Христьян С.В. 166
Хрущ И.К. 147

Ц

Циюпа А. 81

Цыганенко В.В. 157

Ч

Чаркин В.А. 49
 Черкашин Ю.М. 168
 Чернин И.Л. 141, 142, 169, 170
 Чернин Р.И. 53, 169, 170
 Чернишова. О.С. 90
 Чистяк В.Г. 41, 78
 Чорноволенко О. 113

Ш

Шамлов Д.Ю. 82
 Шаптала М.В. 64
 Шарлай В.М. 67
 Шатунов О.В. 171
 Шикунов А.А. 138

Шимановский А.О. 130

Шлюшенков А.П. 68

Щ

Щедрин В.И. 156

Ю

Юрцевич И.В. 84

Я

Ягода Д.А. 41, 128, 173
 Ягода П.А. 127, 128
 Яцко С.И. 174

АБРЕВИАТУРА ОРГАНИЗАЦИИ, ЕЕ ПОЛНОЕ НАЗВАНИЕ И АДРЕС

АЗОВМАШ	Украина. Мариуполь.
	Вильнюсский технический университет имени Гядиминуса, Литва, Вильнюс, ул. Басанавичаус, 29
АО «ВРЗ»	Акмолинский вагоноремонтный завод, 473004, г. Астана, ул. Курская, 7/2, Казахстан.
АО «Днепровагонмаш»	Украина. 51925, Днепродзержинск, ул. Украинская, 4.
АО ПЕСА	Pojazdy Szynowe PESA Bydgoszcz S.A.H., ul. Zygmunta Augusta 11, 85-082 BYDGOSZCZ (Польша)
БГТУ	Брянский государственный технический университет. 241015, Брянск, Бульвар 50-летия Октября, 7.
БелГУТ	Белорусский государственный университет транспорта. Беларусь. Гомель.
ВНИИЖТ	Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта. 129851, Россия Москва, 3-я Мытищинская, 10.
ВУНУ	Восточноукраинский национальный университет имени В. Даля. 91034, Украина Луганск, кв. Молодежный, 20-а.
ГНИЦ УЗ	Государственный научно-исследовательский центр железнодорожного транспорта Украины. 03680, г. Киев, ул. Тверская, 5.
ГП «Одесская ж.д.»	Государственное предприятие «Одесская железная дорога»
ДИИТ	Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна. 49010, Украина Днепропетровск, ул. Ак. Лазаряна, 2.
ИПП	Институт проблеме прочности им. Г.С. Писаренко, 01104, Киев-14, Тимирязевская, 2
ИТМ НАНУ	Институт технической механики Национальной академии наук Украины. 49005, Днепропетровск, ул. Лешко-Попеля, 15.
ИЧМ	Институт черной металлургии. 49050, г. Днепропетровск, пл. Ак. Стародубова, 1.
Львовская ж.д.	79604, Украина Львов, ул. Гоголя, 1.
МИИТ	Московский государственный университет путей сообщения. 101475, Россия Москва, ул. Образцова, 15.
НИЦ «Городской электротранспорт»	Научно-исследовательский центр «Городской электрический транспорт». 03035, г. Киев, ул. Урицкого, 35.
ОАО «Кременчугский сталелитейный завод»	39621, г. Кременчуг, ул. И. Приходька, 141.

ОАО «ХК «Лугансктепловоз»»	Открытое акционерное общество «Холдинговая компания «Лугансктепловоз»». 91005, г. Луганск, ул. Фрунзе, 107.
ООО «АВП-Технология»	Москва, 2-я Мытищинская, 2, стр. 37
ПГУПС	Петербургский государственный университет путей сообщения. 190031, Россия Санкт-Петербург, Московский пр., 9
ПО «Уралвагонзавод»	Федеральное Государственное Унитарное предприятие «Производственное объединение Уралвагонзавод» 622051, г. Нижний Тагил, Свердловская обл., Восточное шоссе, 28
ТОВ «Приднепровская железная дорога»	Приднепровская ж.д. 49602, Украина Днепропетровск, пр. К.Маркса,108
ТРАНСМАГ	Институт транспортных систем и технологий Национальной академии наук Украины. 49005, Днепропетровск, ул. Писаржевского, 5.
УкрГАЗТ	Украинская государственная академия ж.д. транспорта. 61050, г. Харьков, ул. Фейербаха, 7.
УКРЗАЛІЗНИЦЯ	03680, Украина Киев, ул. Тверская,7.
УкрНИИВ	Государственный Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения. 39621, Украина Кременчуг Полтавской обл., ул. Приходько, 33.
ФГУП ВНИКТИ МПС	Федеральное государственное унитарное предприятие. Всероссийский научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт министерства путей сообщения. 140402, г. Коломна, Моск. обл., Ул. Октябрьской рев. 410.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

№ п/п	Фамилия И.О.	Уч. степень, звание, должность	Организация	Город, страна	Адрес
1.	Aleksander SZULCZYK	doctor	Warsaw University of Technology	Warsaw, Poland	T/F:(0048) 22- 6215687 E-mail: als@it.pw.edu.pl
2.	Andrzej CHUDZIKIEWICZ	Professor, dean of the faculty	Warsaw University of Technology	Warsaw, Poland	T/F:(0048) 22- 6215687 E-mail: achl@it.pw.edu.pl
3.	Bogdan SOWINSKI	doctor	Warsaw University of Technology	Warsaw, Poland	T/F:(0048) 22- 6215687 E-mail: bsow@it.pw.edu.pl
4.	АГУЛОВ Анатолий Федорович	к.т.н., доцент, зам. декана	Украинская государственная академия железнодорожного транспорта (УкрДАЗТ)	Украина, г. Харьков, 61052, пл. Феербаха, 7	T: 8-057-730-19-98 8-057-715-69-06 Fap hiit@yambley.ru
5.	АЛЕКСАНДРОВ Михаил Дмитриевич	к.т.н., доцент, зам. зав. кафедрой	Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-внедренческий центр «Вагоны»	пр. Московский, д.9, Санкт-Петербург, 190031	T.:8-812-4369017, Ф.: 8-812-3109500
6.	АЛЬЖАНОВ Бауржан Бахытжанович	аспирант	Московский Государственный Университет Путей Сообщений (МИИТ)	г. Москва индекс 127055 ул. Образцова 22 общ.№2 к. №312	моб.: 8 (926) 890-48-34 E-mail: baur_al@mail.ru baur84@gmail.com
7.	АНДРЮЩЕНКО Наталья Леонидовна	Инженер-конструктор	Общество с ограниченной ответственностью Главное Специализированное Конструкторское Бюро Вагоностроения (ООО ГСКБВ)	87500 Украина, г. Мариуполь, Донецкая обл., пл. Машиностроителей 1.	T.: +38(0629) 51-86-43, Ф.: +38(0629) 56-09-61, E-mail: skbvs@azovmash.com.ua
8.	АРТАМОНОВ Евгений Игоревич	Аспирант инженер	ФГУП НВЦ «Вагоны»	190031, С. Петербург, Московский пр., д.9	T. +7-812-436981 F: +7-812 3109500
9.	БАБ'ЯК Микола Олександрович	К.т.н., доцент	Львівська філія ДНУЗТ	79052, м. Львів, вул. І. Блажкєвич, 12а	T.: 679-974
10.	БАЛТАБАЕВ Абылкасен Сердалиевич	Технический директор	АО «Акмолинский вагоноремонтный завод», (АО «АВРЗ»)	010007 Республика Казахстан, город Астана, ул. Тайбурыл 7/2	T.: 8 (7172) 31 04 40, факс: 8(7172)310438 E-mail: reception@vrz.kz
11.	БАСОВ Александр Витальевич	С.н.с.	Украинская государственная академия железнодорожного транспорта (УкрДАЗТ)	Украина, г. Харьков, 61052, пл. Феербаха, 7	T: 8-057-730-19-98 8-057-715-69-06 Fap hiit@yambley.ru
12.	БЕЛОГУБ Виктор Владимирович	Руководитель группы	Белорусский гос. университет транспорта (БелГУТ)	246000, Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Кирова, д.34, БелГУТ, ОНИЛ «ТТОРЕПС»	T. +10 375(232) 95-37-91; belogub@belsut.gomel.by
13.	БОБЫЛЬКОВА Екатерина	Аспирант	Брянский государственный техни-	241035, Брянск, ул. 50-летия Ок-	T.: (4832) 62-07-77 E-mail:

	Арнольдона		ческий универси- тет	тября, 7	Vladimir@artnotebook.ru
14.	БОДНАРЬ Борис Евгеньевич	Д.т.н., профессор	ДИИТ	Україна, Дніпропетровськ, вул. Академіка Лазаряна, 2	
15.	БОЛДЫРЕВ Алексей Петрович	д.т.н., проф., зав.каф.	Брянский гос. тех- нич. ун-т	241035, Брянск, ул. 50-летия Ок- тября, 7	Т. (4832) 58-90-11 F: (4832)56-08-10 apb@tu-bryansk.ru
16.	БОНДАРЕНКО Евгений Викторович	аспирант	Украинская госу- дарственная ака- демия железнодо- рожного транспо- рта (УкрДАЗТ)	Украина, г. Ха- рьков, 61052, пл. Феербаха, 7	Т: 8-057-730-19-98 8-057-715-69-06 Fap hiit@yambley.ru
17.	БОРИСОВ Сергей Владимирович	к.т.н., н.с.	Федеральное го- сударственное унитарное пред- приятие «Научно- внедренческий центр «Вагоны»	пр. Московский, д.9, Санкт- Петербург, 190031	Т.:8-812-3104781, Ф.: 8-812-3109500
18.	БОРОНЕНКО Юрий Павлович	Д.т.н., проф., директор ФГУП «НВЦ «Вагоны»	Федеральное го- сударственное унитарное пред- приятие «Научно- внедренческий центр «Вагоны»	пр. Московский, д.9, Санкт- Петербург, 190031	Т.:8-812-3109500
19.	БУРОВ Віктор Семенович	к.т.н., доцент	ДИИТ (ДНУЗТ)	Україна, Дніпропетровськ, вул. Академіка Лазаряна, 2	Т/Ф: (8056) 3731500
20.	БУРЫЛОВ Сергей Владимирович	К.ф.-м.н. С.н.с., С.н.с.	ИТСТ НАН Укра- ины «Трансмаг»	49005, Днепро- петровск, Ул. Писаржевс- кого, 5.	Т. (8-056) 370-21-85 Ф. (8-056) 770-00-81 burylov@westa-inter.com
21.	ВОДЬКО Владимир Иванович	Член Совета Директо- ров	ЗАО "Привод- комплектация"	121467, Россия, г. Москва, ул. Молодогвар- дейская, д.2, корп. 2	т/ф: +7 499 149-87-92, +7 499 141-82-89 e-mail: info@pricom.ru
22.	ВОСКОБОЙНИК Владислав Эммануилович	К.ф.-м.н. Доцент, С.н.с.	ИТСТ НАН Укра- ины «Трансмаг»	49005, Днепро- петровск, Ул. Писаржевс- кого, 5.	Т. (8-056) 370-21-85 Ф. (8-056) 770-00-81 novikov@westa-inter.com
23.	ГОРИЧЕНКО Сергей Федорович	Аспирант	Белорусский гос. университет транспорта (Бел- ГУТ)	246000, Респуб- лика Беларусь, г. Гомель, ул. Ки- рова, д.34, Бел- ГУТ, ОНИЛ «ТТОРЕПС»	Т. +10 375(232) 95-37-91; belogub@belsut.gomel.by
24.	ГОРОБЕЦ Дмитрий Владимирович		ИТМ НАНУ и НКАУ	Украина, Днеп- ропетровск	
25.	ГУРОВ Александр Михайлович	Ст.преп.	Брянский гос. тех- нич. ун-т	241021, Брянск, ул. Красная, 16, кв. 47.	Т:+79107436661 F: (4832) 56-08-10\$ gurov@diprom.ru
26.	ГУРСКИЙ Евгений Петрович	М.н.с.	Белорусский гос. университет транспорта (Бел- ГУТ)	246000, Респуб- лика Беларусь, г. Гомель, ул. Ки- рова, д.34, Бел- ГУТ, ОНИЛ «ТТОРЕПС»	Т. +10 375(232) 95-37-91; belogub@belsut.gomel.by
27.	ДАВЫДОВИЧ		ТОВ «Приднепро-	Украина, Днеп-	

	В.В.		вская транспортная компания»	ропетровск	
28.	ДАНИЛЕНКО Денис Викторович	Нач. отдела УКБВ	Федеральное государственное унитарное предприятие «Производственное объединение «Уралвагонзавод» им. Ф. Э. Дзержинского	622007, Россия, г. Нижний Тагил, Свердловская обл., Восточное шоссе, 28	тел.: (3435) 345-049
29.	ДЕМИН Константин Павлович	Зам. гл. конструктора УКБВ	Федеральное государственное унитарное предприятие «Производственное объединение «Уралвагонзавод» им. Ф. Э. Дзержинского	622007, Россия, г. Нижний Тагил, Свердловская обл., Восточное шоссе, 28	тел.: (3435) 345-049
30.	ДЗЕНЗЕРСКИЙ Виктор Александрович	Д.т.н., Профессор, Директор	ИТСТ НАН Украины «Трансмаг»	49005, Днепропетровск, Ул. Писаржевского, 5.	(8-056) 370-21-85 burylov@westa-inter.com
31.	ДМИТРУСЕНКО Нина Степановна		Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ) Институт транспортной техники и организации производства, каф. «Высшая математика»	Россия, 127994, г. Москва, ул. Образцова, 15.	Тел.: (495) 684 – 23 – 56, e-mail: epkorolk@rambler.ru oea-dns@yandex.ru
32.	ЕРГАШЕВ Зухритдин Зайдинович	К.т.н., Доцент, начальник	ТашИИТ, Дорожный центр повышения квалификации, подготовки и переподг. кадров	700045, Ташкент, Ул. Адылходжаева, 1.	Т. (+99871) 199-04-88 (р), 380-95-42(р); 21-12-93(д) Ф. (+99871) 199-05-40, 162-71-52; psion2@sarkor.uz icenter@tashiit.uz
33.	ЕФИМОВ Виктор Петрович	Гл. конструктор УКБВ	Федеральное государственное унитарное предприятие «Производственное объединение «Уралвагонзавод» им. Ф. Э. Дзержинского	622007, Россия, г. Нижний Тагил, Свердловская обл., Восточное шоссе, 28	тел.: (3435) 345-049
34.	ЖАРОВА Екатерина Александровна	Аспирант, инженер	Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-внедренческий центр «Вагоны»	пр. Московский, д.9, Санкт-Петербург, 190031	Т.: 8-812-3104781, Ф.: 8-812-3109500
35.	ЗЕЛЬ Владимир Иванович	инженер	Коммунальное предприятие «Киевский метрополитен»	Украина, г. Киев	Т.: 283-44-61, Ф.: 238-44-65
36.	ИВАНЧЕНКО Дмитрий Анатолиевич	аспирант	Украинская государственная академия железнодорожного транспорта (УкрДАЗТ)	Украина, г. Харьков, 61052, пл. Феербаха, 7	Т: 8-057-730-19-98 8-057-715-69-06 Fax hiit@yambley.ru
37.	КАРПЕНКО В.В.	К.т.н.	Государственное	Україна, 61055,	тел. 93-51-44,

			предприятие завод "Электротяжмаш"	м.Харків, пр.Московський, 299	факс 94-98-90, телетайп 125222 СТЕНД etm.@spetm.com.ua , За ЕДРПОУ 002131121
38.	КАРТАШЕВ В. В.	Аспирант	Уральский госу- дарственный уни- верситет путей сообщения (Ур- ГУПС)	620034, Екате- ринбург, ул. Ко- лмогорова, 66	
39.	КЕГЛИН Борис Григорьевич	Д.т.н., Профес- сор	Брянский гос.технич.ун-т	241035, Брянск, ул. Комсомольс- кая, 7-38	Т: (4832) 51-25-19 F: (4832)56-08-10 Keglin@tu-bryansk.ru
40.	КЕЛЛЕР Александр	Ген. Ди- ректор	ЗАО «МЕССТЕХ- НИК»	123557 РФ, Мос- ква, Электричес- кий пер., 3/3	Т: +7 (495)-787-11-84/85 F: +7-812 3109500 Hbmimt@aha.ru
41.	КЛИМЕНКО Ирина Владимировна	К.т.н., доцент	ДИИТ	Украина, 49010 г. Днепропет- ровск, ул. Ак. Лазаряна, 2.	Т.: (0562) 33-19-08 E-mail: dynamics@a-teleport.com
42.	КОБИЩАНОВ Владимир Владимирович	Д.т.н., профес- сор, зав.каф.	Брянский гос. тех- нич. ун-т	241035, Брянск, ул. 50-летия Ок- тября, 7	Т. (4832) 56-04-66 wagon@tu-bryansk.ru
43.	КОВАЛЕВ А.Е.		ГП завод «Элект- ротяжмаш»	61055, г. Харь- ков, пр. Москов- ский, 299.	
44.	КОРОЛЬКОВ Е.П.		Московский госу- дарственный уни- верситет путей сообщения (МИ- ИТ) Институт транспортной тех- ники и организа- ции производства, каф. «Высшая ма- тематика»	Россия, 127994, г. Москва, ул. Образцова, 15.	Тел.: (495) 684 – 23 – 56, e-mail: epkorolk@rambler.ru oea-dns@yandex.ru
45.	КОССОВ Валерий Семенович	Д.т.н., директор	Всероссийский научно- исследовательский и конструкторско- технологический институт минис- терства путей со- общения России (ФГУП ВНИКТИ РФ)	404021, г. Коло- мна, Москов. обл., ул. Октяб- рьской рев. д. 410, ФГУП ВНИКТИ МПС	Т.: (49661) 55205, E-mail: vnini@kolomna.ru
46.	КРАВЕЦ Елена Владимировна	Ст. преп.	Днепропетровский национальный университет	49126, Днепро- петровск, Бульвар Славы, 44/53	Т. (8-056) 776-96-73 kravets_ev@mail.ru
47.	КРАСИЛЬНИКОВ Владимир Никитович	к.т.н., доцент	ДИИТ	Україна, Дніп- ропетровськ, вул. Академіка Лазаряна, 2	
48.	КРАСИЛЬНИКОВ Максим Владимирович	Инж.- ма- гистр	ЗАО «Укрэнерго- транс»	Г. Днепропет- ровск, ул. Ком- сомольская 58	
49.	КРАСНОВ Роман Владимирович	Нач. про- изв.-техн. отд.	Днепропетровское локомотивное де- по ТЧ-8	49010, Днепро- петровск, Ул. Курчатова, 2а.	
50.	КРАСЮКОВ	Зав. лаб.	ОАО «Научно-	140402, Россия,	Т.: (496) 615-51-16,

	Николай Федорович		исследовательский центр и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ»)	г. Коломна, Московская обл., ул. Октябрьской революции, д. 410.	Доб. 11-68, Ф.: 615-52-03 E-mail: vnitiopr@kolomna.ru
51.	КУДЮРОВ Лев Владимирович	Д.т.н., профессор	Самарский гос. Университет путей сообщения	4433066, Россия, г. Самара, 1-ый Безымянный пер., 18	Т: (846) 262-41-12 Ф: 262-30-76 rektorat@samiit.ru
52.	КУЗИН Сергей Николаевич	Инженер-испытатель, аспирант	ФГУП « Научно-внедренческий центр «Вагоны» (НВЦ « Вагоны»)	190031 С.-Петербург, Московский пр., д. 9	Тел. +7 812 4369181 Факс +7 812 3109500 kusins@rambler.ru
53.	КУЗЬМИН Александр Борисович	Инженер I категории	ОАО «Научно-исследовательский центр и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ»)	140402, Россия, г. Коломна, Московская обл., ул. Октябрьской революции, д. 410.	Т.: (496) 615-51-16, Доб. 11-68, Ф.: 615-52-03 E-mail: vnitiopr@kolomna.ru
54.	КУЛІЧЕНКО Анатолій Якович	К.т.н., доцент	Львівська філія ДНУЗТ	79052, м. Львів, вул. І. Блажкевич, 12а	Т.: 679-974
55.	ЛАВРЕНКО Дмитрий Трофимович	Ведущий инженер-конструктор	Общество с ограниченной ответственностью Главное Специализированное Конструкторское Бюро Вагоностроения (ООО ГСКБВ)	87500 Украина, г. Мариуполь, Донецкая обл., пл. Машиностроителей 1.	Т.: +38(0629) 51-86-43, Ф.: +38(0629) 56-09-61, E-mail: skbvs@azovmash.com.ua
56.	ЛЕВИТ Г. М.	Вед.науч. сотр. ПГУПС, К.т.н.	Петербургский государственный университет путей сообщения (ПГУПС)	пр. Московский, д.9, Санкт-Петербург, 190031	Т.: (812) 7688511 e-mail: mahan-carl@yandex.ru
57.	ЛЕСНИЧИЙ Виталий Семенович	К.т.н., в.н.с.	ФГУП НВЦ «Вагоны»	190031, С. Петербург, Московский пр., д.9	Т. +7-812-436981 F: +7-812 3109500
58.	ЛУЦЕНКО И.С.		ГП «Одесская железная дорога»	Украина, Днепропетровск	
59.	ЛЯПШИН Константин Николаевич	докторант	Институт железнодорожного транспорта (DzTI, RTU)	LV-1004, Латвия, г. Рига, ул. Индрия 8	Т/Ф: +(371) 67089666 peteris@dzti.edu.lv
60.	ЛЯШЕНКО Станислав Евгеньевич	Аспирант	Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС)	620034, Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66	Т.: 8(343)245-49-63 e-mail: darkwit@olympus.ru
61.	МАМОНТОВ С.В.	Науч. сотр. ПГУПС	Петербургский государственный университет путей сообщения (ПГУПС)	пр. Московский, д.9, Санкт-Петербург, 190031	Т.: (812) 7688511 e-mail: mahan-carl@yandex.ru
62.	МАНАШКИН	Д.т.н.,	Технологический	712 Farmington	Т.: (860) 233-5173,

	Лев Абрамович	профессор	Институт Нью Джерси	Ave, Apt #204 West Hartford, Connecticut, 06119	Imanaskin@gmail.com
63.	МАРТЫШЕВСКИЙ М.И.	к.т.н., доцент	ДНУЖТ	Украина, Днеп- ропетровск	
64.	МИНКА Анатолій Миколайович	Зам. нач., головний ревізор	Управління Оде- ської залізниці	65012 Україна, м. Одеса, вул. Пантелеймонів- ська 19	Т.: 8 048-727-44-20, Ф.: 8 048-727-42-47
65.	НЕДБАЙЛО Виктор Николаевич	Доцент, декан фа- культета дополни- тельного образова- ния	Самарский госу- дарственный уни- верситет путей сообщения (Сам- ГУПС)	443031, Самара, ул. Никитинская 66 –а, кв.289	Тел. +7(846)2763429
66.	НЕДУЖА Лариса Олександрівна	к.т.н., доцент	ДИИТ (ДНУЗТ)	Україна, Дніп- ропетровськ, вул. Академіка Лазаряна, 2	Т/Ф: (8056) 3731500
67.	НЕКЛЮДОВ Андрей Александрович	Аспирант	Уральский госу- дарственный уни- верситет путей сообщения (Ур- ГУПС)	620034, Екате- ринбург, ул. Ко- лмогорова, 66	Т.: 8(343)358-55-02 e-mail: viskar@el.ru
68.	НИКИТЧЕНКО Андрей Андреевич	начальник бюро тех- нических расчетов	Общество с огра- ниченной ответст- венностью Глав- ное Специализи- рованное Конс- трукторское Бюро Вагоностроения (ООО ГСКБВ)	87500 Украина, г. Мариуполь, Донецкая обл., пл. Машиност- роителей 1.	Т.: +38(0629) 51-86-43, Ф.: +38(0629) 56-09-61, E-mail: skbvs@azovmash.com.ua
69.	НОВИКОВ Владимир Федорович	Мл.н.с.	ИТСТ НАН Укра- ины «Трансмаг»	49005, Днепро- петровск, Ул. Писаржевс- кого, 5.	Т. (8-056) 370-21-85 Ф. (8-056) 770-00-81 novikov@westa-inter.com
70.	ОГАНЬЯН Эдуард Сергеевич	Зав. отде- лом, д.т.н.	ОАО «Научно- исследовательский центр и конструк- торско- технологический институт подвиж- ного состава (ОАО «ВНИКТИ»)	140402, Россия, г. Коломна, Мо- сковская обл., ул. Октябрьской революции, д. 410.	Т.: (496) 615-51-16, Доб. 11-68, Ф.: 615-52-03 E-mail: vnitiopr@kolomna.ru
71.	ОПРАВХАТА Микола Якович	Аспирант	Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка Націо- нальної академії наук України, ІПМ ім. Г.С. Пи- саренка НАНУ	вул. Тимірязев- ська, 2, 01014, Київ-14	Тел. (044) 2816311, (044) 2861684, nol@ipp.kiev.ua
72.	ОРЛОВА Анна Михайловна	К.т.н., Зам дир- ра по НР	ФГУП НВЦ «Ва- гоны»	190031, С. Пе- тербург, Моско- вский пр., д.9	Т. +7-812-436981 F: +7-812 3109500 a-orlova@yandex.ru
73.	ПАВЛИЧЕНКО Михаил Евгеньевич	Ст. преп.	Уральский гос. ун- т путей сообщ. (УрГУПС)	620034, Екате- ринбург, Ул. Колмогоро- ва, 66	(8-343) 245-34-67 2120@r66.ru
74.	ПАНАСЕНКО	К.т.н.,	ДИИТ	Украина, 49010	Т.: (056) 373-15-81

	Виталий Яковлевич	доцент		г. Днепропетровск, ул. Академика Лазаряна, 2.	
75.	ПОГОРЕЛОВ Дмитрий Юрьевич	Д.ф.-м.н., профессор	Брянский гос. техн. ун-т (БГТУ)	241035, Брянск, ул. 50-летия Октября, 7	Т. (4832) 56-86-37 pogorelov@tu-bryansk.ru
76.	ПОЛЯКОВ Владислав Александрович	К.т.н., Ст.н.с.	ИТСТ НАН Украины «Трансмаг»	49005, Днепропетровск, Ул. Писаржевского, 5.	(8-0562) 32-30-55 pva@westa-inter.com
77.	ПРИХОДЬКО Максим Викторович	Ведущий инженер-конструктор	Общество с ограниченной ответственностью Главное Специализированное Конструкторское Бюро Вагоностроения (ООО ГСКБВ)	87500 Украина, г. Мариуполь, Донецкая обл., пл. Машиностроителей 1.	Т.: +38(0629) 51-86-43, Ф.: +38(0629) 56-09-61, E-mail: skbvs@azovmash.com.ua
78.	ПРОТОПОПОВ Андрей Леонидович	Инженер II категории	ОАО «Научно-исследовательский центр и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ»)	140402, Россия, г. Коломна, Московская обл., ул. Октябрьской революции, д. 410.	Т.: (496) 615-51-16, Доб. 11-68, Ф.: 615-52-03 E-mail: vnitiopr@kolomna.ru
79.	ПУТЯТО Артур Владимирович	Науч. сотр., к.т.н.	Белорусский гос. университет транспорта (БелГУТ)	246000, Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Кирова, д.34, БелГУТ, ОНИЛ «ТТОРЕПС»	Т: +10 375(232) 95-37-91 putiato@belsut.gomel.by
80.	ПЮННЕНЕН Василий Леонидович	Аспирант, м.н.с.	Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-внедренческий центр «Вагоны»	пр. Московский, д.9, Санкт-Петербург, 190031	Т.: 8-812-3104781, Ф.: 8-812-3109500
81.	РАДЧЕНКО Николай Алексеевич	Д.т.н., Вед.н.с.	ИТСТ НАН Украины «Трансмаг»	49005, Днепропетровск, Ул. Писаржевского, 5.	Т. (8-0562) 32-30-55; Ф. (8-056) 370-21-86; NAR@westa-inter.com
82.	РУДАКОВА Екатерина Александровна	К.т.н., в.н.с.	ФГУП НВЦ «Вагоны»	190031, С. Петербург, Московский пр., д.9	Т. +7-812-436981 F: +7-812 3109500
83.	САФРОНЕНКО Андрей Александрович	магистрант	Белорусский гос. университет транспорта (БелГУТ)	246050, Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Парижской Коммуны, д.19, кв.6	Т.8-10-(375-232)-77-41-04(д); 8-10-(375-232)-95-39-96(р) Ф. 8-10-(375-29)-736-75-74; Andrei.Safronenko@gmail.com
84.	СБИТНЕВ В. И.	К.т.н.	Государственное предприятие завод «Электротяжмаш»	Україна, 61055, м.Харків, пр.Московський, 299	тел. 93-51-44, факс 94-98-90, телетайп 125222 СТЕНД etm@spetm.com.ua , За ЕДРПОУ 002131121
85.	СЕНЬКО Вениамин Иванович	Ректор, д.т.н., профессор	Белорусский гос. университет транспорта (БелГУТ)	246050, Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Парижской Коммуны, д.19, кв.6	Т: +10 375(232) 95-37-91 putiato@belsut.gomel.by
86.	СЕНЬКО	Науч. сотр.	Белорусский гос.	246000, Респуб-	Т: +10 375(232) 95-37-91

	Надежда Григорьевна		университет транспорта (БелГУТ)	лика Беларусь, г. Гомель, ул. Кирова, д.34, БелГУТ, ОНИЛ «ТТОРЕПС»	putiato@belsut.gomel.by
87.	СИМОНОВ Виталий Анатольевич	к.т.н., доцент	Брянский гос. техн. ун-т (БГТУ)	241035, Брянск, ул. 50-летия Октября, 7	Т. (4832) 56-02-61 simonov@tu-bryansk.ru
88.	СИРОТА С. А.		ИТМ НАНУ и НКАУ	Украина, Днепроропетровск	
89.	СКОСАРЬ Вячеслав Юрьевич	К.ф.-м.н. С.н.с.	ИТСТ НАН Украины «Трансмаг»	49005, Днепроропетровск, Ул. Писаржевского, 5.	(8-056) 370-21-86 svu@westa-inter.com
90.	СОБОЛЕВСКАЯ М. Б.		ИТМ НАНУ и НКАУ	Украина, Днепроропетровск	
91.	СОРИН Леонид Наумович	Ген. директор	ООО «АВП-Технология»	111024, Москва, ул. 2я Кабельная, д.2, стр.37.	тел. +7-495-620-4644, факс +7-495-620-4646 www.avp-t.ru ; e-mail: info@avp-t.ru
92.	СТАРЧЕНКО Валерий Николаевич	к.т.н., проф., Зав. кафедрой	Восточноукраинский национальный университет имени В. Даля (ВНУ им. В.Даля)	91034, г. Луганск, кв. Молодёжный, 20 – а	Тел. 8 – 0642 - 41- 80 - 22, tr_dean@snu.edu.ua
93.	ТАРТАКОВСКИЙ Эдуард Давыдович	Д.т.н., профессор, зав.каф.	Украинская государственная академия железнодорожного транспорта (УкрДАЗТ)	Украина, г. Харьков, 61052, пл. Феербаха, 7	Т: 8-057-730-19-98 8-057-715-69-06 Fap hiit@yambley.ru
94.	ТИХОВ Михаил Сергеевич	К.т.н., с.н.с.	ОАО Научно-исследовательский центр железнодорожного транспорта (ОАО «ВНИИЖТ»)	129851, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, 10	Т.: (495) 287-31-51, 180-92-09 E-mail: tikhov_ki@mail.ru
95.	ТРЕТЬЯКОВ Александр Владимирович	Д.т.н., профессор, 1-й зам. директора ФГУП «НВЦ «Вагоны»	Федеральное государственное унитарное предприятие «Научно-внедренческий центр «Вагоны»	пр. Московский, д.9, Санкт-Петербург, 190031	Т.: 8-812-3106457, Ф.: 8-812-3109500
96.	ФАЛЕНДИШ Анатолий Петрович	Д.т.н., профессор	Украинская государственная академия железнодорожного транспорта (УкрДАЗТ)	Украина, г. Харьков, 61052, пл. Феербаха, 7	Т: 8-057-730-19-98 8-057-715-69-06 Fap hiit@yambley.ru
97.	ФАТЬКОВ Эдуард Александрович	Аспирант	Брянский гос. техн. ун-т	241021, Брянск, ул. Красная, 16, кв. 47.	Т. (4832) 69-51-45; Ф. (4832) 56-08-10; gurov@diplom.ru
98.	ФЕДОРЕНКО Владимир Иванович	1й зам. нач.	Коммунальное предприятие «Киевский метрополитен»	Украина, г. Киев	Т.: 283-44-61, Ф.: 238-44-65
99.	ФЕДОРОВ Виктор Васильевич	профессор, к.т.н., зав. кафедрой	Самарский государственный университет путей сообщения (СамГУПС)	443100, Самара, ул. Новосадовая д.4, кв.31	+7(846)3373119, +79276057813, E-mail: fed12vic@bk.ru
100.	ХАРЛАМОВ	к.т.н.,	Украинская госу-	Украина, г. Ха-	Т: 8-057-730-19-98

	Павел Александрович	ассистент	дарственная академия железнодорожного транспорта (УкрДАЗТ)	рьков, 61052, пл. Феербаха, 7	8-057-715-69-06 Fap hiit@yambley.ru
101	ХАЧАПУРИДЗЕ Николай Михайлович	к.т.н. Ст.н.с. Зам.дир-ра по научн. работе	ИТСТ НАН Украины «Трансмаг»	49005, Днепропетровск, Ул. Писаржевского, 5.	(8-056) 370-21-86 itsi@westa-inter.com
102	ХРОМОВ Сергей Алексеевич	К.т.н., доцент	ТашИИТ	700045, Ташкент, Ул. Адылходжаева, 1.	Т. (+99871) 199-05-19; Ф. (+99871) 199-05-40; 162-71-52; psion2@sarkor.uz icenter@tashiit.uz
103	ХРОМОВА Галина Алексеевна	Д.т.н., профессор	ТашИИТ	700045, Ташкент, Ул. Адылходжаева, 1	Т. (+99871) 199-05-19 Ф. (+99871) 199-05-40 psion2@sarkor.uz icenter@tashiit.uz
104	ХРУЩ И.К.		ИТМ НАНУ и НКАУ	Украина, Днепропетровск	
105	ЧЕРНИН Игорь Леонидович	Зам. науч. рук., к.т.н., доцент	Белорусский гос. университет транспорта (БелГУТ)	246000, Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Кирова, д.34, БелГУТ, ОНИЛ «ТТОРЕПС»	Т: +10 375(232) 95-37-91 putiato@belsut.gomel.by
106	ЧЕРНИН Ростислав Игоревич	Аспирант	Белорусский гос. университет транспорта (БелГУТ)	246000, Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Кирова, д.34, БелГУТ, ОНИЛ «ТТОРЕПС»	Т: +10 375(232) 95-37-91 putiato@belsut.gomel.by
107	ШАРЛАЙ В. М.		Государственное предприятие завод «Электротяжмаш»	Украина, 61055, м.Харків, пр.Московский, 299	тел. 93-51-44, факс 94-98-90, телетайп 125222 СТЕНД etm.@spetm.com.ua , За ЕДРПОУ 002131121
108	ЮТКИНА Ирина Сергеевна	Аспирант	ТашИИТ	700045, Ташкент, Ул. Адылходжаева, 1.	Т. (+99871) 199-05-19; Ф. (+99871) 199-05-40; psion2@sarkor.uz icenter@tashiit.uz
109	ЯЦКО С.И.		Украинская государственная академия железнодорожного тр-та	61050, Харьков, пл. Фейербаха, 7	

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

Інститут технічної механіки Національної академії наук України
та Національної космічної Академії НАН України

Східний науковий центр Транспортної Академії України

Тези доповідей
XII Міжнародної конференції
ПРОБЛЕМИ МЕХАНІКИ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу, енергозбереження

Комп'ютерне оформлення:

Клименко І.В.

Маркова О.М.

Оригінал-макет виготовлено в ДНУЖТ

Свід.держ.реєстр. № _____
Підписано до друку _____. Формат _____. Папір офсетний.
Друк офсетний. Умов.фарб.-відб. Умов.друк.арк. _____.
Обл.-вид.арк. _____. Тираж 200. Замовлення № _____
Видавництво _____
Друкарня _____ -